4 Schwingungsphänomene im Kraftfahrzeug

Der vom Fahrzeuginsassen subjektiv empfundene Fahrkomfort eines Automobils setzt sich aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Sinneseindrücken zusammen. Dabei spielen neben den Handlingeigenschaften und den Schallimmissionen insbesondere die Schwingungseigenschaften des Fahrzeugs eine erhebliche Rolle. Die Komforteigenschaften eines Fahrzeugs stellen nicht nur ein wichtiges subjektives Beurteilungskriterium für potentielle Käufer dar. Darüber hinaus ist der Fahrkomfort auch objektiv direkt mit der Fahrsicherheit verkoppelt, da Diskomfort bei längeren Autofahrten zu Ermüdung und Konzentrationseinschränkungen führen kann und damit zu erhöhter Unfallgefahr beiträgt. Unzureichender Schwingungskomfort kann außerdem bei entsprechend großen Schwingungsamplituden und langzeitlicher Einwirkung auch zu gesundheitlichen Beeinträchtigungen im Rückenbereich führen. Gefährdet sind insbesondere die Fahrer von Lastkraftwagen, Bussen und schweren Off-Road-Fahrzeugen, während bei den in Personenkraftwagen normalerweise vorherrschenden Schwingungspegeln im Allgemeinen keine direkten gesundheitlichen Auswirkungen zu erwarten sind. Hier steht vielmehr die Beeinträchtigung des allgemeinen Wohlbefindens des Fahrzeuginsassen und des subjektiven Soliditätseindrucks des Fahrzeugs im Vordergrund (Kapitel 3.5).

Zwischen dem Akustik- und dem Schwingungskomfort bestehen enge Beziehungen, da sowohl der Körperschall als auch Schwingungen grundsätzlich gleichartige physikalische Vorgänge sind, die sich allerdings in verschiedenen Frequenzbereichen abspielen und die von ganz unterschiedlichen Sinnesorganen des Menschen wahrgenommen werden. Zielkonflikte zwischen beiden Fachgebieten resultieren im Allgemeinen aus unterschiedlichen Anforderungen in Bezug auf das Schwingungsverhalten einerseits und die erforderliche Körperschall-Isolation andererseits.

Die Schwingungsauslegung eines Fahrzeugs bedeutet, dass sowohl die von der Fahrbahn über das Fahrzeug auf den Insassen übertragenen, als auch die vom Fahrzeug selbst erzeugten Schwingungen, an der Schnittstelle zum Fahrzeuginsassen (Komfortpunkte), nur ausreichend niedrige Pegel aufweisen dürfen. Komfortpunkte sind dabei in erster Linie die Kontaktfläche des Insassen zum Sitz, aber auch die Fußaufstandsflächen sowie der Kontakt der Hand des Fahrers zum Lenkrad. Neben diesen haptischen Kontakten spielt auch der visuelle Kontakt zu den Anzeigeinstrumenten, dem Innenspiegel und zum Windlauf von offenen Fahrzeugen eine gewisse Rolle. In **Tabelle 4-1** sind die wesentlichen Schwingungsphänomene zusammengestellt, welche in einem moder-

Eigenschaften		Phänomenbeschreibung	Frequenz-bereich
Aufbau-schwingungen	Anfedern	Ansprechen beim Überfahren von Unebenheiten (Losbrechkräfte)	1-3
	Anbindung	Aufbaubewegungen ("Floaten" = weiche Anbindung)	
	Parallelität	Überfahren von Unebenheiten ohne Nickbewegung	
	Symmetrie	Gleich große Amplituden beim Ein- und Ausfedern	
	Topping	Aufbau schlägt auf Fahrwerk durch (akustischer Schlag)	
	Kopieren	Wanken infolge von großen Fahrbahnunebenheiten	
Sitzreiten		Resonanz Mensch auf Sitz (großamplitudig)	3-5
Hoppeln		Resonanz Mensch auf Sitz (kleinamplitudig)	3-8
Mikrokopieren		Wanken infolge von kleinenFahrbahnunebenheiten	3-8
Stuckern		Koppelschwingung des Antriebsaggregates	8-12
Anfahr- und Bremsstempeln		großamplitudige Rad- und Achs-Koppelschwingungen	12-14
Radunwucht		Unwuchterregte Zitterschwingungen im Fahrzeug	12-18
Lenkraddrehschwingungen		Koppelschwingung der Vorderachse	10-15
Abrollkomfort	Radprellen	Radvertikalbewegung und Abklingen	8-30
	Einbetten	Schluckvermögen des Reifens bei Vertikalanregung	
	Stößigkeit	Verhärtung des Stoßdämpfers bei impulshafter Anregung	
	Achszittern	Achsschwingungen in der elastischen Lagerung	
	Abroll-isolation	höherfrequenter Abrollkomfort	
Karosseriezittern		Nachwingen der Karosserie beim Überfahren von Unebenheiten	12-40

Tabelle 4-1: Auflistung wesentlicher Schwingungsphänomene im Kraftfahrzeug

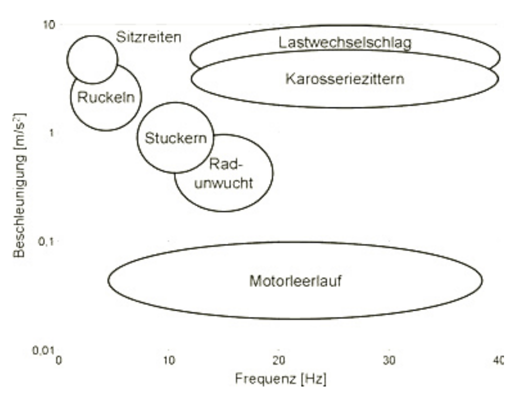


Bild 4-1: Einordnung der Schwingungsphänomene nach Frequenz und Amplitude

nen Kraftfahrzeug auftreten können. In **Bild 4-1** sind die für diese Phänomene typischen Amplituden und Frequenzlagen dargestellt.

Bei den *Aufbauschwingungen* handelt es sich um ein niederfrequentes Schwingen des Aufbaus auf den Tragfedern (Huben, Wanken, Nicken). Der Aufbau selbst kann für dieses Schwingungsphänomen als Festkörper angenommen werden. Beim *Sitzreiten und Hoppeln* liegt eine resonanzhafte Anregung des Insassen auf dem elastischen Sitz vor. Während beim Sitzreiten aufgrund großer Anregungsamplituden der Dämpfer wirksam ist, handelt es sich beim Hoppeln um Fahrbahnanregungen, die aufgrund der kleinen Amplituden den Dämpfer nicht losbrechen. Beim *Stuckern* handelt es sich in erster Linie um Koppelschwingungen zwischen dem Antriebsaggregat und dem Aufbau. Diese machen sich durch Unruhe im Vorderwagen bemerkbar, auch wenn eine anscheinend glatte Fahrbahn vorliegt. Beim *Anfahr- und Bremsstempeln* liegen Koppelschwingungen zwischen dem System Rad/Achse und dem Aufbau vor. Diese können so große Werte annehmen, dass nicht nur Komfort- sondern auch Festigkeitsprobleme die Folge sind. *Radunwucht* macht sich im gesamten Fahrzeug durch Zitterschwingungen vorwiegend bei höheren Geschwindigkeiten bemerkbar, wenn die Radordnung mit den Eigenresonanzen der Karosserie zusammen fällt. Der höherfrequente *Abrollkomfort* wird in erster Linie durch das Isolationsverhalten zwischen dem Aufbau einerseits und dem System Rad/Fahrwerk andererseits bestimmt. Beim *Karosseriezittern* (Heck- und Vorderwagenzittern, Cabriozittern) handelt es sich um eine abklingende Schwingung beim Überfahren von Unebenheiten, wie z.B. Schwellen, Kanaldeckel, Trennfugen usw. Auf rauen Fahrbahnen führen Zitterschwingungen der Karosserie zu einer permanenten Unruhe im Fahrzeug, da diese immer wieder neu angefacht werden. Sie führen primär zu einem unsoliden Fahrgefühl, das durch vermehrtes Klappern und Knarzen subjektiv zusätzlich verstärkt wird.

Im **Bild 4-2** ist beispielhaft die Schwingbeschleunigung an der Sitzschiene eines Fahrzeugs bei Anregung der Räder auf der Hydropulsanlage dargestellt.

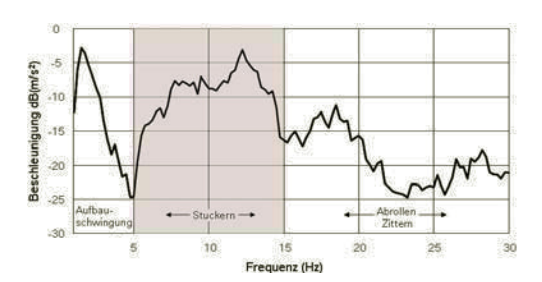


Bild 4-2: Schwingbeschleunigung an der Sitzschiene, gemessen auf der Hydropulsanlage

Deutlich lassen sich die niederfrequenten Aufbau-Schwingungen bis 5 Hz, die Stuckerschwingungen um 10 Hz, sowie die höherfrequenten Abrollschwingungen über 15 Hz unterscheiden. Im niederfrequenten Bereich (primary ride) kann der Aufbau als Starrkörper angenommen werden, während im höherfrequenten Bereich (secondary ride) das Koppelverhalten der Aufbaumassen und das dynamische Verhalten der Karosserie berücksichtigt werden müssen.

Grundsätzlich können Schwingungsphänomene beim Fahrzeug sowohl in den drei translatorischen Freiheitsgraden x, y und z (Längs-, Quer- und Vertikaldynamik), als auch in den drei zugehörigen rotatorischen Freiheitsgraden φ, ϕ und ϑ (Nicken, Wanken und Gieren) auftreten **(Bild 4-3)**. Vertikaldynamische Schwingungen werden in erster Linie beim Überfahren von Unebenheiten der Fahrbahn angeregt bzw. durch Unwucht oder Unrundheit der Räder induziert (Kapitel 4.1). Durch unterschiedliche Abstimmung von Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs wird beim Überfahren von Bodenunebenheiten eine möglichst parallele Bewegung des Aufbaus in z-Richtung angestrebt (Huben), um unangenehme Nickbewegungen zu vermeiden. Längsdynamische Schwingungen werden vor allem durch die Dynamik des Antriebstrangs verursacht (Kapitel 4.3.2). Wankbewegungen entstehen sowohl durch die Lenkbewegungen des Fahrers, als auch infolge der unterschiedlichen Anregungen von den beiden Fahrspuren (Kapitel 4.1.8).

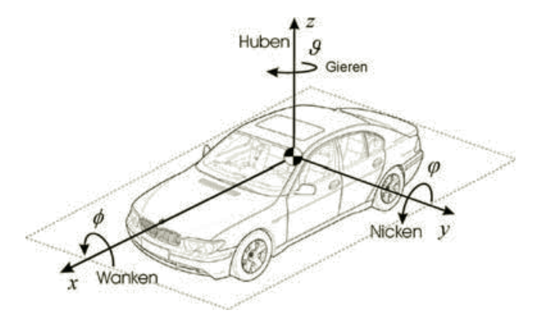


Bild 4-3: Fahrzeugfestes Koordinatensystem

Nachstehend werden für die verschiedenen Schwingungsphänomene in Abhängigkeit von den Anregungsmechanismen einfache Wirkmodelle entwickelt und damit das Schwingungsverhalten qualitativ und soweit möglich auch quantitativ betrachtet. Eine exakte quantitative Beschreibung erfordert häufig sehr komplexe Modelle, wie sie in Kapitel 15 exemplarisch aufgezeigt werden.

4.1 Fahrbahnerregte Schwingungen

Fahrbahnerregte Schwingungen werden durch die Unebenheitsanregung der Räder beim Überfahren der Fahrbahn angeregt. Da jede Fahrspur normalerweise

eine mehr oder weniger unkorrelierte Oberflächenstruktur aufweist, sind so genannte Zweispurmodelle erforderlich, um die von der Fahrbahnoberfläche ausgehenden Anregungen an allen vier Rädern zu erfassen. Wird von einem geradlinigen Fahrweg und von korrelierter Anregung der zwei parallelen Fahrspuren ausgegangen, so kann die Dynamik um die Längsachse (Wanken) vernachlässigt werden. Damit lässt sich das dynamische Verhalten des Fahrzeugs bereits mit einem Einspurmodell ausreichend beschreiben. Vernachlässigt man zusätzlich auch noch die Dynamik um die Querachse (Nicken), so genügt sogar bereits ein so genanntes Viertelmodell, um die wesentlichen vertikaldynamischen Schwingungsphänomene zu analysieren. Dieses Modell setzt sich aus mehreren Teilsystemen zusammen **(Bild 4.4)**. Das Subsystem Rad/Fahrwerk hat bezüglich des Fahrkomforts die Aufgabe, den Aufbau von der Fahrbahn zu isolieren und diesen mit einer möglichst geringen dynamischen Schnittkraft F_A anzuregen. Der Sitz isoliert die noch verbliebenen Schwingamplituden z_A des Aufbaus von den Insassen des Fahrzeugs.

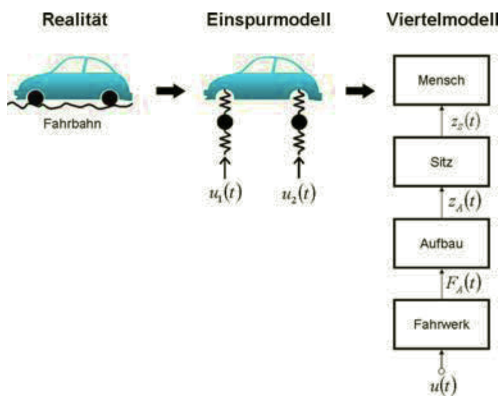


Bild 4-4: Modellbildung zur Analyse fahrbahnerregter Schwingungsphänomene

Die Unebenheit der Fahrbahn ist zunächst nur in Abhängigkeit vom Weg $u(x)$ definiert. Werden sinusförmige Bodenwellen mit der Wellenlänge λ angenommen, so kann die Unebenheit durch die Wegkreisfrequenz Ω beschrieben und über die Fahrgeschwindigkeit v in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt werden:

$$u(x) = \hat{u} \sin \Omega \cdot x$$

mit

$$\Omega = \frac{2\pi}{\lambda} \text{ [1/m]};$$

$$u(t) = \hat{u} \sin \omega \cdot t$$

mit

$$\omega = \Omega \cdot v = \frac{2\pi}{f} \quad \text{[1/s]};$$

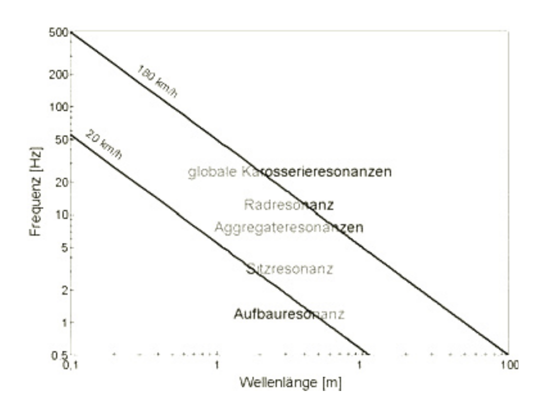


Bild 4-5: Zusammenhang zwischen der Wellenlänge von Fahrbahnunebenheiten, Fahrgeschwindigkeit und Frequenzlagen von typischen Schwingungsphänomenen

In **Bild 4-5** ist der Zusammenhang zwischen der Wellenlänge von Bodenwellen und der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Daraus kann man entnehmen, dass für das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs mit Resonanzfrequenzen der typischen Schwingungsphänomene zwischen 1 und 50 Hz bei Fahrgeschwindigkeiten im Bereich zwischen 20 km/h und maximal 180 km/h, Fahrbahnunebenheiten mit Wellenlängen zwischen 0,1 bis 100 m relevant sind.

4.1.1 Vertikaldynamik

Für den fahrbahnerregten Schwingungskomfort eines Kraftfahrzeugs ist in erster Linie die Dynamik in Richtung der z-Achse (Vertikaldynamik) relevant. Diese lässt sich in ihren wesentlichen Wirkmechanismen bereits anhand eines vereinfachten Einspurmodelles analysieren. Dazu wird das Gesamtsystem aus Rad/Fahrwerk und Aufbau aus linearen Feder- und Dämpferelementen sowie anteiligen Massen dargestellt. Aus den drei Bedingungen, Erhalt der Masse, des Massenschwerpunkts und der Massenträgheit, kann die anteilige Aufbaumasse durch Aufteilung der halben Aufbaumasse (Einspurmodell) auf die vordere und die hintere Ersatzmasse m_{Av} und m_{Ah} sowie die Koppelmasse m_k ermittelt werden:

$$m_{Av} = \frac{m_A}{2} \cdot \frac{i_x^2}{l_v \cdot l}.$$

$$m_{Ah} = \frac{m_A}{2} \cdot \frac{i_x^2}{l_h \cdot l}$$

$$m_k = \frac{m_A}{2} \cdot \left(1 - \frac{i_x^2}{l_v \cdot l_h}\right)$$

Die Formel beinhaltet die Größen Trägheitsradius i_x, Achsabstand l sowie vorderer und hinterer Abstand l_v, l_h der Achse vom Massenschwerpunkt. Die Koppelmasse kann in Abhängigkeit von den geometrischen

Randbedingungen sowohl einen positiven als auch einen negativen Wert annehmen. In der Praxis ist die Koppelmasse in vielen Fällen vernachlässigbar. Damit lässt sich das Systemverhalten bereits durch ein einfaches Ersatzsystem in Form des Viertelmodells mit vorderer bzw. hinterer Ersatzmasse ausreichend genau beschreiben.

Im Viertelmodell von **Bild 4-6** ist das Rad mit seiner Masse m_R sowie der Reifensteifigkeit c_R und der Reifendämpfung d_R modelliert. Die Reifendämpfung ist allerdings in der Regel gegenüber der Dämpfung durch den Schwingungsdämpfer vernachlässigbar. Fahrwerksseitig sind neben der Aufbaufeder c_A der Schwingungsdämpfer mit der viskosen Dämpfung d_A und das Stützlager mit der Steifigkeit c_S modelliert. Bei der Auslegung des Fahrwerks sind sowohl die Karosseriebewegungen zu minimieren (Fahrkomfort) als auch die Bodenhaftung der Räder zu gewährleisten (Fahrsicherheit). Für optimalen Fahrkomfort sind geringe Reibung und frequenzselektive Dämpfung im Bereich der Radeigenfrequenz anzustreben. Diese wird durch die elastische Anbindung des Dämpfers an die Karosserie über das Dämpfer-Stützlager realisiert (Kapitel 3.3.3). In Fahrzeugen finden dafür Elastomerbauteile aus Gummi oder Zell-Polyurethan Anwendung.

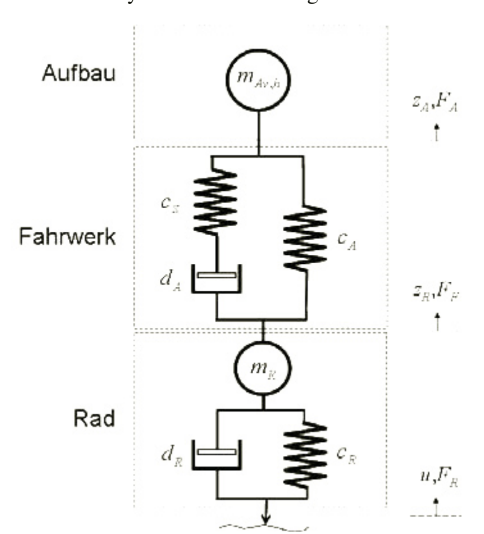


Bild 4-6: Viertelmodell als Schwingerkette aus konzentrierten Elementen

Der Übergang von der realen Fahrwerkskinematik auf das obige vereinfachte Viertelmodell erfolgt durch die Berücksichtigung der kinematischen Übersetzungen i_S, i_A und i_D des Fahrwerks gemäß **Bild 4-7**:

$$i_{S,A,D} = \frac{ds_{S,A,D}}{dz}$$

$$c_A = \frac{1}{n_A} = i_A^2 \cdot c_A'$$

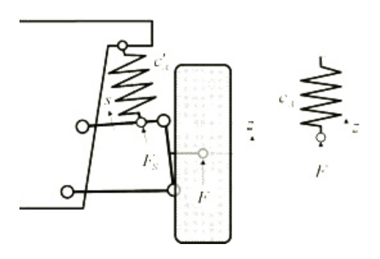


Bild 4-7: Einfluss der kinematischen Übersetzung

$$c_S = \frac{1}{n_S} = i_S^2 \cdot c_S'$$

$$d_A = i_D^2 \cdot d_A'$$

Mit Hilfe des so gewonnenen Modells lässt sich nun das Systemverhalten analysieren. Dazu wird das Modell am Radaufstandspunkt in z-Richtung mit der Unebenheitsfunktion $u(t)$ angeregt und die Systemreaktion ermittelt. Von Interesse sind dabei in erster Linie die Schnittkraft F_A zum Aufbau, bzw. die Aufbau-Beschleunigung a_A als Komfortkriterien, sowie die dynamische Radlast F_R (Radlastschwankung) bzw. die Raderhebung z_R als Kriterien für die Fahrsicherheit.

Im Allgemeinen sind die Teilsysteme nicht rückwirkungsfrei gekoppelt. Die Analyse lässt sich daher vorteilhaft anhand des elektrischen Ersatzmodells durchführen (**Bild 4-8**). Die Teilsysteme sind dabei als Vierpole modelliert, welche die Rückwirkung berücksichtigen (Kapitel 2.2.5). Die interessierenden Übertragungsfunktionen des Systems können entweder mit der komplexen Rechnung oder mit Hilfe der Transfermatrizen bestimmt werden (Kapitel 2.2.5).

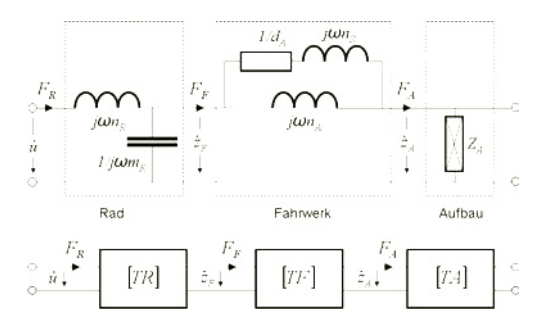


Bild 4-8: Elektrische Analogie und Vierpoldarstellung des Viertelmodells

Das Reifenmodell, bestehend aus Reifennachgiebigkeit n_R und Reifenmasse m_R, entspricht dem Beispiel in Kapitel 2.2.5. Die Transfermatrix des Reifens ergibt sich dementsprechend aus der Multiplikation der Matrizen für die Nachgiebigkeit und für die Masse zu:

$$[TR] = \begin{bmatrix} 1 & sn_R \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ sm_R & 1 \end{bmatrix}$$

$$[TR] = \begin{bmatrix} 1+s^2 n_R m_R & s n_R \\ s m_R & 1 \end{bmatrix}$$

Die Transfermatrix des Fahrwerks ergibt sich aus der Mobilität des Feder-Dämpfer-Systems mit elastischer Dämpferanbindung (Kapitel 3.3.5):

$$[TF] = \begin{bmatrix} 1 & Y_n \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

mit $Y_n = \dfrac{s^2 n_S n_A d_A + s n_A}{s d_A (n_A + n_S) + 1}$

Die Transfermatrix des Aufbaus bestimmt sich aus der Impedanz des Aufbaus

$$[TA] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_A & 1 \end{bmatrix}$$

Das Gesamtsystemverhalten lässt sich nun einfach durch die Multiplikation der Transfermatrizen beschreiben:

$$\begin{pmatrix} \dot{u} \\ F_R \end{pmatrix} = [TR]\cdot[TF]\cdot[TA]\cdot\begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ 0 \end{pmatrix} = [TG]\cdot\begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ 0 \end{pmatrix}$$

Zunächst wird das dynamische Verhalten der Karosserie vernachlässigt und für den Aufbau nur die starre Aufbaumasse m_A berücksichtigt. Damit gilt für die Impedanz des Aufbaus:

$$Z_A = \frac{F_A}{\dot{z}_A} = s \cdot m_A$$

Das Übertragungsverhalten lässt sich anschaulich in Form von Vergrößerungsfunktionen angeben (Kapitel 2.2.5). Für die Vergrößerungsfunktion des Aufbaus ergbit sich:

$$V_A(\omega) = \left|\frac{z_A}{u}\right| = \left|TG_{11}\right|^{-1}$$

Für die Vergrößerungsfunktion des Rades (Raderhebung) gilt:

$$V_R(\omega) = \left|\frac{z_R}{u}\right| = \left|TR_{11} + TR_{12}\cdot\frac{TF_{21}/Z_A + TF_{22}}{TF_{11}/Z_A + TF_{12}}\right|^{-1}$$

Unter Vernachlässigung der Stützlager-Nachgiebigkeit ($n_s = 0$) können für die Vergrößerungsfunktionen auch folgende analytische Ausdrücke angegeben werden:

$$V_A = \frac{\omega_{RR}^2 \sqrt{\omega_A^4 - (2\delta_A\omega)^2}}{\sqrt{\left[(\omega_A^2-\omega^2)(\omega_R^2-\omega^2) - \omega_A^2\omega_{AR}^2\right]^2 + 4\omega^2\left[\delta_A\omega_{RR}^2 - (\delta_R+\delta_A)\omega^2\right]^2}}$$

$$V_R = \frac{\omega_{RR}^2 \sqrt{\left(\omega_A^2-\omega^2\right)^2 - \left(2\delta_A\omega\right)^2}}{\sqrt{\left[(\omega_A^2-\omega^2)(\omega_R^2-\omega^2) - \omega_A^2\omega_{AR}^2\right]^2 + 4\omega^2\left[\delta_A\omega_{RR}^2 - (\delta_R+\delta_A)\omega^2\right]^2}}$$

$$\omega_A^2 = \frac{c_A}{m_A} \qquad \text{Aufbauresonanz}$$

$$\omega_R^2 = \frac{c_A + c_R}{m_R} \qquad \text{Radresonanz}$$

$$\omega_{AR}^2 = \frac{c_A}{m_R};\ \omega_{RR}^2 = \frac{c_R}{m_R}$$

$$\delta_A = \frac{d_A}{2m_A};\ \delta_R = \frac{d_A}{m_R}$$

Die folgenden Diagramme wurden mit den nachstehenden Werten berechnet:

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Reifennachgiebigkeit	n_R	$2{,}5 \cdot 10^{-6}$	*m/N*
Reifenmasse	m_R	53	*kg*
Aufbaudämpfung	d_A	2850	*Ns/m*
Aufbaunachgiebigkeit	n_A	$2{,}7 \cdot 10^{-5}$	*m/N*
Stützlagernachgiebigkeit	n_S	0	*m/N*
Aufbaumasse anteilig	m_A	350	*kg*

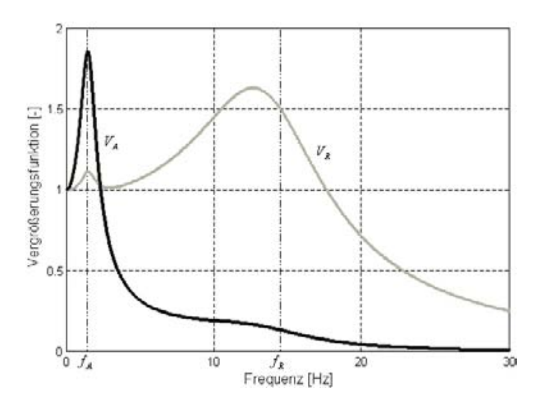


Bild 4-9: Amplitudengang der Aufbauschwingung und der Raderhebung

Deutlich lässt sich in **Bild 4-9** an der Vergrößerungsfunktion des Aufbaus die Aufbauresonanz f_A mit ca. 1,5 Hz erkennnen, während sich in der Raderhebung die Radresonanz f_R bei ca. 14,5 Hz deutlich ausprägt. Aufgrund der relativ starken Dämpfung ist das Maximum der Vergrößerungsfunktion allerdings zu niedrigeren Frequenzen verschoben.

Da sich das menschliche Schwingungsempfinden im Frequenzbereich der größten Schwingungsempfindlichkeit poportional zur Schwingbeschleunigung verhält (Kapitel 3.5), wird als Kennwert der komfortrelevanten Karosseriebewegungen vielfach nicht die Schwingamplitude des Aufbaus, sondern dessen Schwingbeschleunigung herangezogen:

$$\left|\frac{a_A}{u}\right| = V_A(\omega)\cdot\omega^2$$

In **Bild 4-10** ist die auf die Anregungsamplitude normierte Aufbaubeschleunigung bei Variation der Nachgiebigkeiten von Aufbau und Rad dargestellt. Bei abnehmender Nachgiebigkeit des Aufbaus steigt demnach die Schwingbeschleunigung im Bereich der tieffrequenten Aufbauresonanz stark an, während sie im Bereich der Radresonanz nur moderat zunimmt. Bei abnehmender Nachgiebigkeit des Rades nimmt die Beschleunigung des Aufbaus dagegen im Bereich der höherfrequenten Radresonanz schnell zu, während sie im Bereich der Aufbauresonanz praktisch keine Auswirkung besitzt. Daraus wird ersichtlich, dass die Aufbaubeschleunigung und damit auch das Komfortempfinden nur durch die doppelt elastische Lagerung mittels nachgiebigem Rad und Aufbaufederung im gesamten relevanten Frequenzbereich auf einem akzeptablen Niveau gehalten werden kann. Wird das Fahrzeug nur durch den Reifen gefedert, so können tieffrequente Anregungen zu unangenehmem Hoppeln führen (ungefedertes Fahrrad), während ein sehr steifer Reifen (z.B. Run Flat Technologie) insbesondere im höherfrequenten Abrollkomfort (secondary ride) Probleme verursacht.

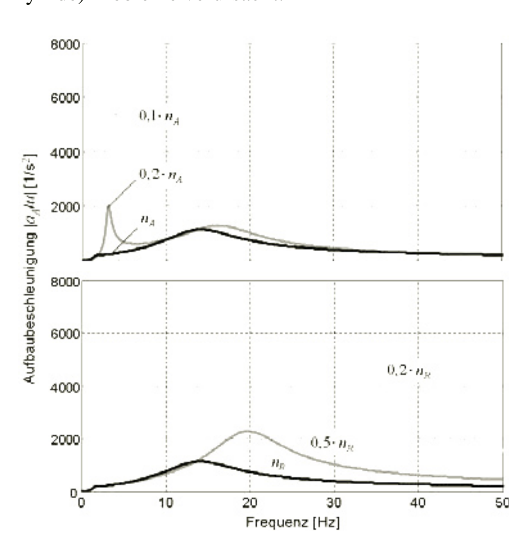


Bild 4-10: Typischer Verlauf des Amplitudengangs der normierten Aufbaubeschleunigung bei Variation der Nachgiebigkeit von Aufbau (oben) und Rad (unten)

Der Einfluss der Radmasse auf das Aufbau-Schwingverhalten ist in **Bild 4-11** dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass sich die Radmasse praktisch nur auf die Radresonanzfrequenz auswirkt, während sie auf die Maximalamplitude der Aufbaubeschleunigung kaum Einfluss besitzt. Damit führt eine Vergrößerung der Radmasse oberhalb der Radresonanz zu Vorteilen, während sie bei Anregungsfrequenzen zwischen Aufbau- und Radresonanz eher nachteilige Auswirkungen hat.

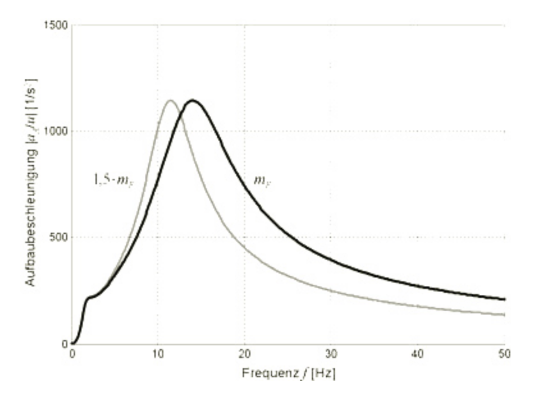


Bild 4-11: Einfluss der Radmasse auf den Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung

Bild 4-12 zeigt die Wirkung der Steifigkeit des Stützlagers auf das Aufbauschwingverhalten. Daraus ist zu entnehmen, dass die elastische Dämpferanbindung durch ein nachgiebiges Stützlager im Bereich der Radresonanz eine unerwünschte Amplitudenüberhöhung sowohl beim Aufbau-Schwingverhalten als auch hinsichtlich der dynamischen Radlast verursacht, während es wie in Kapitel 3.3.3 bereits gezeigt, durch seine Isolationswirkung weit oberhalb der Radresonanz das akustische Übertragungsverhalten verbessert.

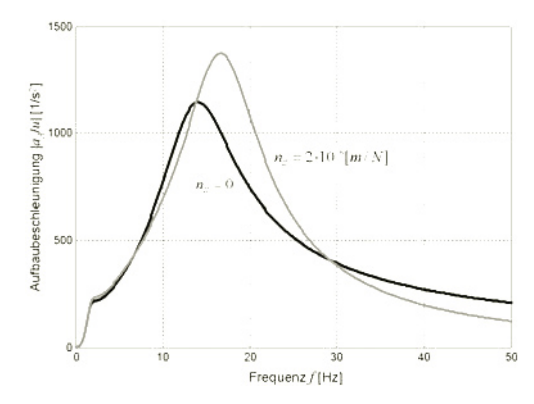


Bild 4-12: Einfluss der Steifigkeit des Stützlagers auf den Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung

Um sicheren Fahrbahnkontakt des Rades und damit die Fahrsicherheit in jeder Fahrsituation zu gewährleisten, muss die Amplitude der dynamischen Radlast stets kleiner sein als die aus der Gewichtskraft resultierende statische Radlast:

$$\left|\frac{F_R}{F_{stat}}\right| = \left|\frac{c_R \cdot (z_R/u - 1)}{g \cdot (m_A + m_R)} \cdot u\right| < 1$$

In **Bild 4-13** sind sowohl die normierte Aufbaubeschleunigung als auch die dynamische Radlast für jeweils zwei unterschiedliche Werte der Aufbaudämpfung gegenübergestellt. Aus dem Bild lässt sich ersehen, dass oberhalb der Aufbauresonanz eine starke Dämpfung für geringe Radlastschwankungen wünschenswert wäre, während sich diese beim Aufbau-Schwingverhalten eher ungünstig auswirkt, da sie die Isolation der Fahrbahnanregungen beeinträchtigt.

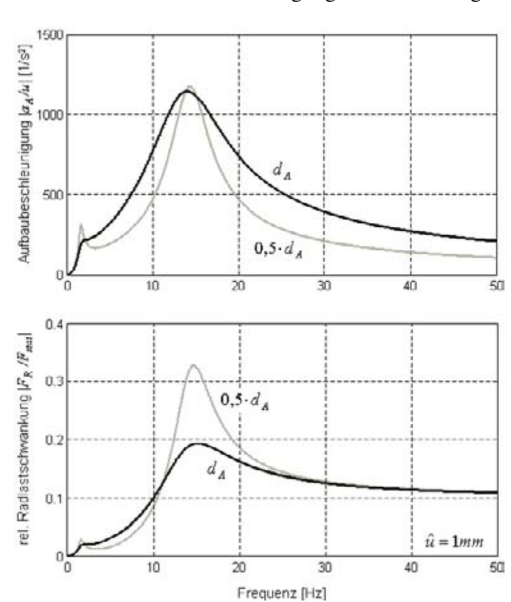


Bild 4-13: Verlauf des Amplitudengangs der normierten Aufbaubeschleunigung und der relativen Radlastschwankung bei Variation der Aufbaudämpfung

Bei der vertikaldynamischen Auslegung von Fahrzeugen muss daher immer der Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit aufgelöst werden. Für optimale Fahrsicherheit sollte die Radlastschwankung minimiert werden, während für optimalen Fahrkomfort die Minimierung der Schwingbeschleunigung des Aufbaus bzw. der Insassen im Vordergrund steht. Entscheidende Bedeutung kommt dabei dem Schwingungsdämpfer zu. Er hat die Aufgabe, die Relativbewegung zwischen den ungefederten Radmassen und den gefederten Aufbaumassen zu dämpfen. Dabei muss ein Kompromiss zwischen der schnellen Energiedissipation einerseits und einer möglichst geringen Kraftübertragung eingegangen werden. Die untere Grenze der wünschenswerten Dämpfung ist nach Kapitel 3.1.1 durch minimale quadratische Einschwingamplituden, die obere Grenze durch den aperiodischen Grenzfall bestimmt:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \le D = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} \le 1$$

Damit hängt die aus Komfortgründen wünschenswerte Dämpfungskonstante des Aufbaus von der Fahrzeugmasse und der Steifigkeit der Aufbaufeder ab:

$$\sqrt{2 \cdot m_A \cdot c_A} \le d_{Aopt1} \le 2\sqrt{m_A \cdot c_A}$$

Für optimale Dämpfung der Radschwingungen und damit minimale Radlastschwankungen bzw. maximale Fahrsicherheit hängt die Dämpfungskonstante dagegen von der Radmasse und der Summenfedersteifigkeit von Aufbau und Rad ab:

$$\sqrt{2 \cdot (c_A + c_R) \cdot m_R} \le d_{Aopt2} \le 2\sqrt{(c_A + c_R) \cdot m_R}$$

Die Wirkung eines Dämpfers wird durch den Verlauf der Dämpferkraft über der Einfedergeschwindigkeit $F_d = f(v_K)$ charakterisiert. Der Dämpfungsbedarf, welcher sich aus vorstehenden Ungleichungen ableiten lässt, kann dementsprechend im *F*-*v*-Diagramm des Dämpfers dargestellt werden **(Bild 4-14)**. Dabei gilt:

$$F_d = d_A \cdot v_K$$

mit der Kolbengeschwindigkeit

$$v_K = \hat{u} \cdot V_{A,R}(\omega) \cdot \omega$$

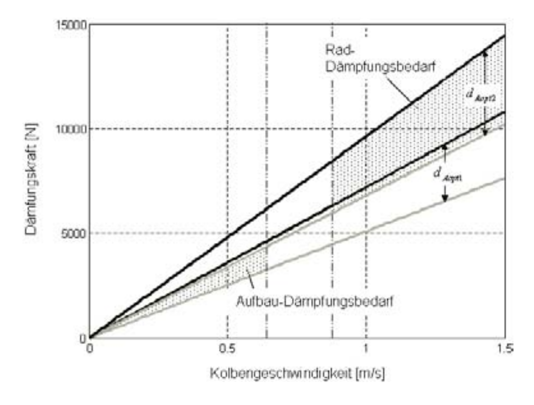


Bild 4-14: Dämpfungsbedarf F_d über der Kolbengeschwindigkeit v_K des Dämpfers

Im Bereich niedriger Kolbengeschwindigkeiten ist in erster Linie der Dämpfungsbedarf des Aufbaus maßgebend, um die tieffrequente Aufbauresonanz richtig zu bedämpfen, während im Bereich höherer Kolbengeschwindigkeiten der Dämpfungsbedarf aus der höher liegenden Radresonanz abgeleitet wird. Je nach Auslegung ergibt sich damit ein mehr oder weniger progressiv oder auch degressiv ansteigender Verlauf der geforderten Dämpfkraft über der Kolbengeschwindigkeit. Durch unterschiedliches Verhalten in der Zug- und Druckrichtung kann das Dämpferverhalten weiter optimiert werden. Dabei wird durch eine kleine Druck-Dämpferkraft sichergestellt, dass das Rad beim Auftreten eines Hindernisses leicht einfedern kann, ohne dass große Kräfte auf den Aufbau einwirken. Die Energiedissipation erfolgt dann während der Ausfederbewegung. Ein weiteres wichtiges Komfortkriterium bei Dämpfern stellt die trockene Reibung des Dämpfers dar. Erst beim Überschreiten der Haftreibung tritt das gewünschte Verhalten auf. Werden diese Losbrechkräfte nicht erreicht, so werden die Anregungskräfte ohne Isolation durch die Federung in den Aufbau geleitet.

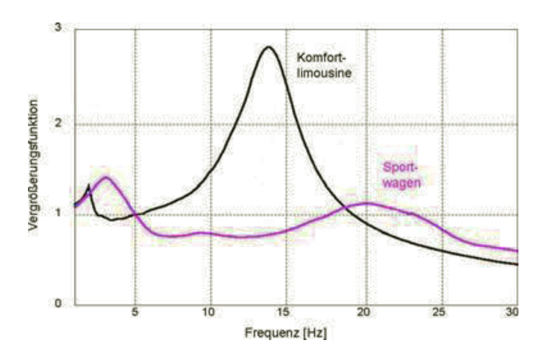


Bild 4-15: Vergrößerungsfunktion der Raderhebung an der Vorderachse, gemessen auf Hydropulsprüfstand, gleichphasige Anregung der Räder

In **Bild 4-15** sind beispielhaft die Vergrößerungsfunktionen der Raderhebung, wie sie auf dem Hydropulsprüfstand an zwei realen Fahrzeugen gemessen wurden, dargestellt. Die Komfort-Limousine wurde durch die relativ niedrige Rad-Eigenfrequenz bei ca. 13 Hz und die geringe Bedämpfung der Radresonanz auf gute Isolation der Straßenanregung oberhalb der Radresonanz optimiert, während das Sportfahrzeug durch die hohe Rad-Eigenfrequenz von ca. 20 Hz und die starke Dämpfung der Radresonanz in erster Linie auf Fahrsicherheit im Grenzbereich ausgelegt wurde und dafür beim Fahrkomfort Abstriche in Kauf nimmt.

In der Praxis sind bei der Optimierung nicht nur der Fahrkomfort und die Fahrsicherheit zu beachten, vielmehr muss auch der maximale verfügbare Federweg mit berücksichtigt werden. Dies kann z.B. durch das nachstehende Gütekriterium G erfolgen. Dieses berücksichtigt als Komfortkriterium die Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}$, als Kriterium für die Fahrsicherheit die dynamische Radlast F_R und als Kriterium für den Federweg $\Delta z = z_R - z_A$. Diese werden jeweils bezogen auf die Erdbeschleunigung g, die statische Radlast F_{Stat} bzw. die statische Einfederung Δr.

$$G = \frac{1}{T}\int_0^T \left\{ \left(\frac{\ddot{z}_A}{g}\right)^2 + \left(\frac{F_R}{F_{Stat}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta z}{\Delta r}\right)^2 \right\}$$

Es lässt sich nun zeigen, dass obiges Gütekriterium bei Unebenheitsanregungen, wie sie für Fahrbahnen typisch sind (Kapitel 4.1.2), nur für nichtlineare Federkennlinien $F_F = f(x)$ optimal wird. Je glatter die Fahrbahnen sind, desto progressivere Kennlinien sind gewünscht, da in diesem Fall die mehrheitlich kleinen Fahrbahnunebenheiten durch die weiche Federkennung um den Nullpunkt gut isoliert werden. Nur für sehr raue Fahrbahnen, mit großen Unebenheitsamplituden, sind annähernd lineare Kennlinienverläufe günstig. Die Kennlinien lassen sich gut durch nachstehende nichtlineare Funktion annähern:

$$F_F(x) = c_A \cdot x \cdot \frac{1-p}{1-p \cdot |x| / x_0}$$

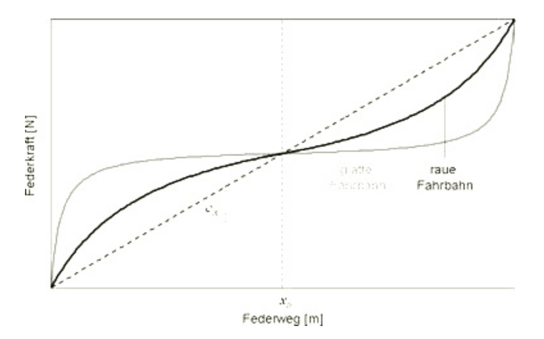


Bild 4-16: Beispielhafte Kennlinienverläufe der Aufbaufeder für glatte Fahrbahn (p = 0,69) und raue Fahrbahn (p = 0,96)

Erfahrungsgemäß können unebenheitserregte Schwingungen im „fühlbaren Bereich" bis etwa zur doppelten Radresonanz durch einfache vertikaldynamische Viertelmodelle gut beschrieben werden. Bei höherfrequenten Phänomenen – insbesondere im Frequenzbereich des Körperschalls – ist es notwendig, sowohl die Radaufhängung als auch die Karosserie detailierter zu modellieren und das Eigenschwingverhalten der beteiligten Bauteile mit zu berücksichtigen.

4.1.2 Stochastische Unebenheitsanregung realer Fahrbahnen

Die Unebenheiten realer Fahrbahnen sind nur in den seltensten Fällen deterministisch durch sinusförmige Bodenwellen zu beschreiben. Vielmehr handelt es sich in der Regel um mehr oder weniger zufällig verteilte und damit unregelmäßige Unebenheiten. Die Unebenheit einer derartigen Oberfläche wird gemäß DIN 18202 definiert als Höhendifferenz zwischen einem Tiefpunkt und einer Geraden, welche zwei Hochpunkte verbindet (**Bild 4-17**).

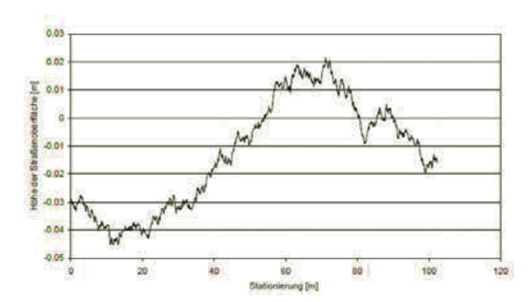


Bild 4-17: Typischer Unebenheitsverlauf einer Fahrbahn in Längsrichtung [11]

Die Beschreibung der Unebenheit einer realen Fahrbahn kann prinzipiell auf zwei unterschiedlichen Wegen erfolgen. Der erste Ansatz besteht in der experimentellen Vermessung des Unebenheitsprofiles von realen Fahrbahnen und in der Vorgabe des so ermittelten Weg-Zeit-Verlaufes als Unebenheitsprofil im Rahmen von Simulationsrechnungen oder bei Prüfstandsversuchen auf Hydropulsanlagen. Der zweite Ansatz reduziert den stochastischen Weg-Zeit-Verlauf auf wenige statistische Parameter. Für die statistische Beschreibung hat sich dabei der Begriff der spektralen Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ eingebürgert. In Analogie zur spektralen Leistungsdichte gibt diese Funktion den Erwartungswert für die quadrierten Amplituden (Intensität) der einzelnen Wegfrequenzen an, die im Spektrum enthalten sind:

$$\Phi(\Omega) = E\left(\frac{d\hat{u}^2}{d\Omega}\right)$$

Für reale Fahrbahnen nimmt die Funktion mit wachsender Wegkreisfrequenz Ω näherungsweise nach einem Potenzgesetz ab:

$$\Phi(\Omega) = \Phi_0 \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w}$$

In doppellogarithmischer Darstellung ergibt obige Beziehung eine Gerade (**Bild 4-18**). Der Wert Φ_0 wird Unebenheitsmaß oder auch allgemeiner Unebenheitsindex (AUN) genannt und ist ein Maß für die absolute Höhe der Unebenheiten bei der Bezugs-Wegkreisfrequenz $\Omega = \Omega_0$. Der Bezugswert wird mit Ω_0 = 1rad/m festgelegt. Das entspricht einer Bezugs-Wellenlänge $\lambda_0 = 2\pi/\Omega_0$ = 6,28 m. Der Exponent w wird Welligkeit genannt. Er beschreibt die Steigung der Kurve und damit die spektrale Verteilung der Unebenheiten. Die Welligkeit schwankt bei verschiedenen Fahrbahnen nur zwischen den Werten 1,7 und 3,3. Für eine mittlere „Normstraße" wird der Wert $w = 2$ angesetzt. Der AUN-Wert bewegt sich dagegen in einem sehr viel größeren Bereich zwischen Φ_0 = 18 cm^3 (sehr schlecht) und 0,3 cm^3 (sehr gut). Der AUN-Zielwert für bundesdeutsche Fernstraßen beträgt 1 cm^3. Bei einem Schwellwert von 9 cm^3 wird die Prüfung baulicher Maßnahmen eingeleitet [10].

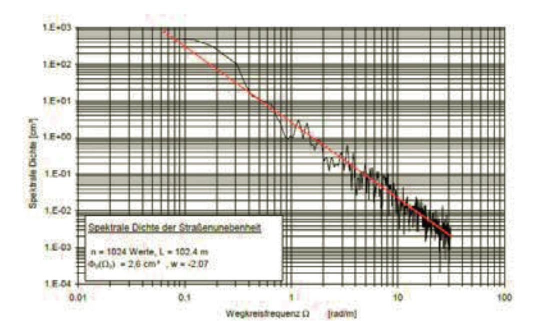


Bild 4-18: Spektrale Dichte der Unebenheit nach **Bild 4-17**, gemessen und nach Potenzansatz angenähert [11]

Für konstante Fahrgeschwindigkeiten v geht die Wegkreisfrequenz Ω über in die Kreisfrequenz ω:

$$\Phi(\Omega) \rightarrow \Phi(\omega) = \frac{\Phi_0}{v}\left(\frac{\omega}{\Omega_0 \cdot v}\right)^{-w}$$

Für die „Normfahrbahn" mit $w = 2$ errechnet sich aus obiger Beziehung:

$$\Phi(\omega) = \frac{v \cdot \Phi_0 \cdot \Omega_0^2}{\omega^2}$$

Die spektrale Unebenheitsdichte lässt sich in diesem Fall näherungsweise durch nur einen Parameter, nämlich das Unebenheitsmaß, charakterisieren. Geht man auf den Erwartungswert der Intensität der Auslenkungsgeschwindigkeit $\hat{\dot{u}}^2$ über, so ist diese Störanregung über der Frequenz gleichverteilt, man spricht daher von einem „weißen Geschwindigkeitsrauschen":

$$E\left(\frac{d\hat{\dot{u}}^2}{d\omega}\right) = v \cdot \Phi_0 \cdot \Omega_0^2$$

Diese Charakteristik der spektralen Unebenheitsdichte korrespondiert mit einem Amplitudenabfall des Erwartungswertes der Unebenheitsamplitude $\hat{u}$ mit $1/\omega$.

Bei zwei parallelen Fahrspuren sind die Unebenheiten statistisch gesehen umso unabhängiger, je größer die Spurweite s wird, je weiter die Fahrspuren also auseinander liegen. Dieser Sachverhalt kann durch folgende Kohärenzfunktion ausgedrückt werden:

$$\gamma(\Omega,s)=\left[1+\left(\frac{\Omega}{\Omega_p}\left(\frac{s}{m}\right)^a\right)^w\right]^{-p}$$

Für $s = 0$ nimmt die Kohärenzfunktion erwartungsgemäß den Wert 1 an, für sehr große Werte von s geht sie gegen Null, d.h. die beiden Fahrspuren sind in diesem Fall statistisch weitgehend unabhängig. Für die Koeffizienten der Gleichung sind in **Tabelle 4-2** in Abhängigkeit von einigen Straßentypen und Fahrbahnbelägen charakteristische Werte angegeben:

Straßentyp		Landstraßen	Bundesstraßen	
Straßenbelag		Asphalt	Asphalt	Beton
Welligkeit	w	2,2	2,1	2,0
Exponent	a	0,97	0,6	0,96
Exponent	p	0,88	0,45	0,47
Unebenheitsmaß [cm^3]	Φ_0	5	2,6	3,7
Bezugswert [1/m]	Ω_p	3,3	0,73	0,96

Tabelle 4-2: Charakteristische Fahrbahnkonstanten für ausgewählte Straßentypen, nach [12]

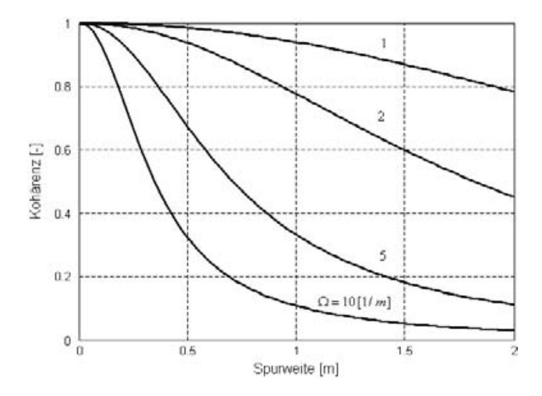


Bild 4-19: Kohärenz paralleler Fahrspuren in Abhängigkeit von der Spurweite, dargestellt für verschiedene Wegkreisfrequenzen (Landstraße)

In **Bild 4-19** ist quantitativ dargestellt, wie mit zunehmendem Abstand der Fahrspuren die Kohärenz rasch abnimmt, und zwar umso schneller, je größer die Wegkreisfrequenz wird. Kleinwellige Fahrbahnunebenheiten unter einem Meter Wellenlänge weisen bereits bei fahrzeugtypischen Spurbreiten keine nennenswerte Kohärenz mehr auf, während langwellige Unebenheiten von über zehn Metern immer noch gut korreliert sind (**Bild 4-20**). Dieser Sachverhalt bedeutet, dass das Fahrzeug durch die langwelligen Unebenheiten einer derartigen Fahrbahn in erster Linie zu Hub- und Nickschwingungen angeregt wird. Das vertikaldynamische Verhalten kann damit gut durch ein Einspurmodell beschrieben werden. Die kurzwelligen Anregungen begünstigen dagegen eher das Wanken bzw. torsionale Anregungen der Karosserie.

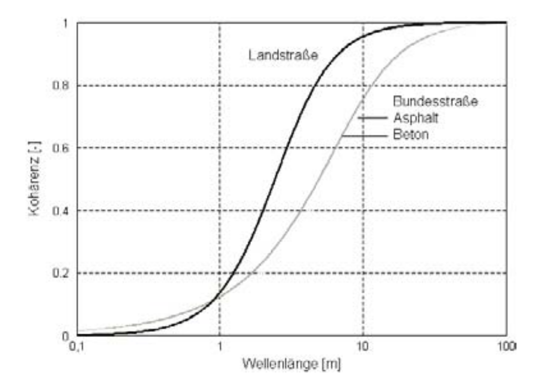


Bild 4-20: Kohärenz paralleler Fahrspuren in Abhängigkeit von der Wellenlänge für verschiedene Straßentypen (Spurweite s =1,4m)

Für die Analyse linearer Systeme im Frequenzbereich genügt die Kenntnis des Amplitudenspektrums der Unebenheitsfunktion. Durch Multiplikation mit der Vergrößerungsfunktion des zu analysierenden Systems kann direkt auf die Systemantwort in Form des Amplitudengangs geschlossen werden:

$$\left|A(\omega)\right| = V_{Fzg}(\omega)\cdot\left|u(\omega)\right|$$

Zur Simulation von nichtlinearen Modellen oder für die Ansteuerung von Hydropulsprüfständen wird dagegen der Zeitverlauf der Unebenheitsfunktion benötigt. Dieser kann für stochastische Profile entweder durch die Vermessung von realen Straßenoberflächen, oder durch ein synthetisch erzeugtes Zufallssignal mit den gewünschten Parametern Welligkeit und Unebenheitsmaß generiert werden. Solche künstlichen Unebenheitsprofile lassen sich effizient durch digitale Filterung von weißem Rauschen erzeugen [11].

4.1.3 Beurteilung stochastischer Fahrbahn-Anregungen

Die stochastische Schwankung der Unebenheitsanregung realer Fahrbahnen hat naturgemäß auch eine stochastisch schwankende Systemantwort zur Folge. Während bei sinusförmigen Größen die Amplitude oder der Effektivwert des Signals zur Beschreibung herangezogen wird, kann zur Beschreibung der stochastischen Schwankungsgrößen die Varianz[1] des Antwortsignals verwendet werden. Die Standardabweichung auch Streuung genannt σ als Wurzel aus der Varianz entspricht dabei dem Effektivwert eines sinusförmigen Signalverlaufs. Die Varianz der Antwortfunktion errechnet sich aus der spektralen Dichte der Unebenheitsanregung Φ durch Multiplikation mit der quadrierten Übertragungsfunktion *A/u* und anschließender Integration über den relevanten Frequenzbereich:

$$\sigma_A^2 = \int \left(\frac{A}{u} \right)^2 \cdot \Phi(\omega) \cdot d\omega$$

Soll nun beispielsweise ein subjektiv gültiger Beurteilungsmaßstab für das Komfortempfinden beim Überfahren einer unregelmäßigen Fahrbahn ermittelt werden, so kann als Antwortfunktion z.B. die Aufbaubeschleunigung a_A herangezogen werden, deren Spektrum einer Frequenzbewertung unterzogen wurde, welche die Empfindlichkeit des Menschen auf Schwingungseinwirkung berücksichtigt. Dies geschieht durch Multiplikation des Beschleunigungsspektrums mit der zutreffenden Wichtungsfunktion W_k nach Kapitel 3.5 und liefert so die Varianz der bewerteten Schwingbeschleunigung des Aufbaus:

$$\sigma_{aw}^2 = \cdot \int \left(\frac{a_A}{u} \cdot W_k(\omega) \right)^2 \cdot \Phi(\omega) d\omega$$

In **Bild 4-21** ist die Ermittlung der Varianz für die bewertete Schwingbeschleunigung des Aufbaus dargestellt. Das Bild zeigt, wie ausgehend von der Übertragungsfunktion der Aufbaubeschleunigung die tiefen Frequenzen angehoben werden, während die hohen Frequenzen schneller abfallen. Die tieffrequente Anhebung wird durch die stark ansteigende spektrale Dichte der Fahrbahnanregungen in diesem Bereich verursacht, während der höherfrequente Abfall sowohl durch die abnehmenden Anregungen der Fahrbahn als auch durch den gleichzeitig kleiner werdenden Wichtungsfaktor verursacht ist. Man beachte, dass die Kurven wie üblich über der Frequenz *f* dargestellt sind, die Integration zur Ermittlung der Varianz jedoch über der Kreisfrequenz ω zu erfolgen hat.

[1] Die Varianz ist die durchschnittliche Abweichung vom Erwartungswert einer Größe.

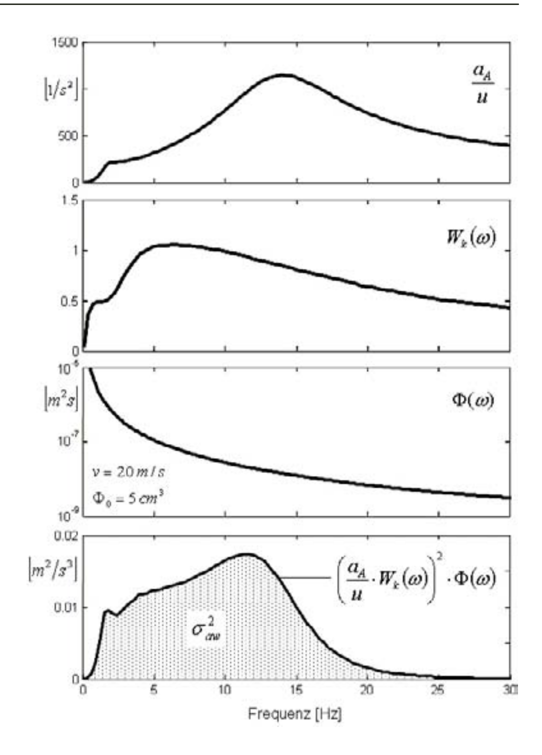


Bild 4-21: Ermittlung der Varianz der bewerteten Schwingbeschleunigung σ_{aw} des Aufbaus als Maß für den Fahrkomfort

Zur Beurteilung der Fahrsicherheit wird analog die Varianz der relativen Radlastschwankungen betrachtet. Die Wichtungsfunktion entfällt in diesem Fall:

$$\sigma_{FR/Fstat}^2 = \cdot \int \left(\frac{F_R / F_{stat}}{u} \right)^2 \cdot \Phi(\omega) d\omega$$

Aus **Bild 4-22** ist zu erkennen, dass die Radlastschwankung im Resonanzbereich der tieffrequenten Aufbauschwingungen durch die Fahrbahnanregungen erheblich verstärkt wird und vom Niveau in die gleiche Größenordnung kommt wie die Amplituden im Bereich der Radresonanz, allerdings mit einer deutlich schlankeren Resonanzspitze.

In **Bild 4-23** und **Bild 4-24** sind die Streuungen exemplarisch der Beurteilungsgrößen Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung bei Variation der Fahrzeugparameter des Viertelmodells dargestellt. Daraus geht hervor, dass sich eine zunehmende Fahrzeugmasse und Reifennachgiebigkeit positiv auf den Schwingungskomfort auswirkt, während eine ansteigende Dämpfung einen negativen Effekt besitzt. Die Nachgiebigkeit der Aufbaufederung und die Radmasse haben demgegenüber nur einen geringen Einfluss. In Bezug auf die Fahrsicherheit sind Aufbaumasse

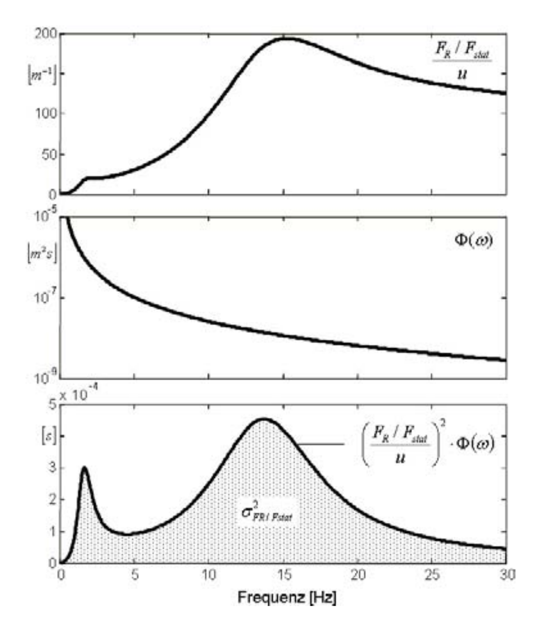


Bild 4-22: Ermittlung der Varianz der relativen Radlastschwankung $\sigma_{FR/Fstat}$ als Maß für die Fahrsicherheit

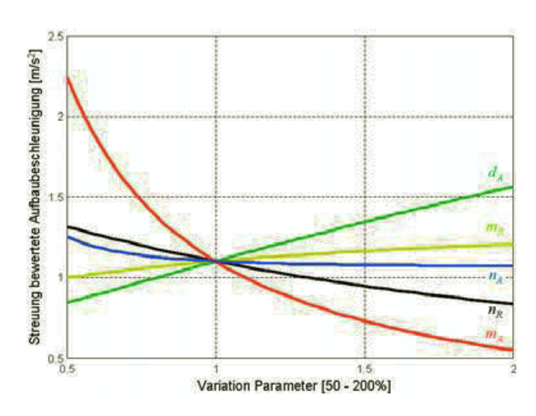


Bild 4-23: Einfluss der Fahrzeugparameter auf die Streuung der bewerteten Schwingbeschleunigung des Aufbaus σ_{aw}

und Radnachgiebigkeit ebenfalls diejenigen Parameter, welche den größten positiven Einfluss ausüben. Die Radmasse besitzt eine schwache negative Wirkung, während die Aufbaudämpfung einen schwachen positiven Effekt hat. Die Aufbaufederung hat dagegen nahezu keine Auswirkung auf die Streuung der Radlastschwankung.

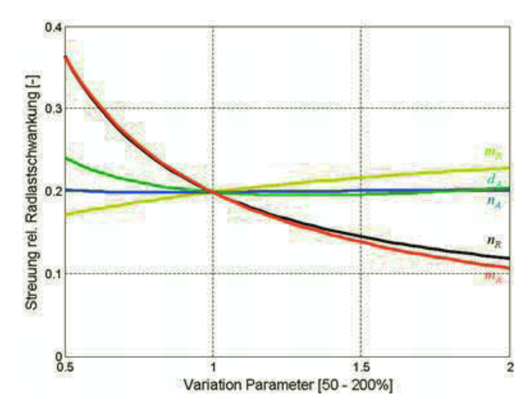


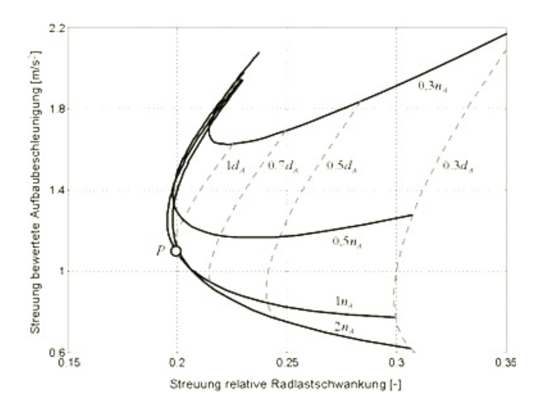
Bild 4-24: Einfluss der Fahrzeugparameter auf die Streuung der relativen Radlastschwankung $\sigma_{FR/Fstat}$

4.1.4 Konflikt Fahrkomfort vs. Fahrsicherheit

Die vorstehend beschriebenen passiven Feder-Dämpfer-Systeme lassen sich vertikaldynamisch vor allem über die Steifigkeit und die Dämpfungskonstante des Federbeins abstimmen. Diese Abstimmung stellt immer einen Kompromiss zwischen den Anforderungen an die Fahrdynamik bzw. die Fahrsicherheit auf der einen Seite und den Fahrkomfort auf der anderen Seite dar. Trägt man die Streuung der bewerteten Schwingbeschleunigung als Kriterium für den inversen Komfort (Diskomfort) über der Streuung der relativen Radlastschwankung als inversem Fahrsicherheitskriterium auf, so erhält man ein Diagramm **(Bild 4-25)**, das den Konflikt bei der Fahrwerksauslegung unmittelbar verdeutlicht [2].

Da die dargestellten Kriterien umgekehrt proportional zum Fahrkomfort und zur Fahrsicherheit wirken, besteht die Optimierungsaufgabe in der Minimierung dieser Kriterien. Der Konflikt bei der Auslegung ergibt sich aus der Tatsache, dass kein eindeutiger Bestpunkt existiert, bei dem sowohl das Komfort- wie auch das Fahrsicherheitskriterium gleichermaßen optimal wird. Optimalpunkte im Sinne dieses zweidimensionalen Optimierungproblems sind vielmehr alle Punkte des Diagramms am „südwestlichen" Rand des Auslegungsbereiches (Paretooptimum). Dabei liegt der Bestpunkt für die Fahrsicherheit im dargestellten Beispiel bei einem Dämpfungsgrad von ca. 0.5, während der Fahrkomfort mit kleineren Werten für den Dämpfungsgrad weiter verbessert werden kann. Die Diagramme zeigen auch, dass der dem Zahlenbeispiel zugrunde liegende Auslegungspunkt $P(n_A,d_A)$ bereits einen paretooptimalen Kompromiss zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort darstellt, der sehr nahe am Bestwert bezüglich der Fahrsicherheit liegt. Während sich eine kleinere Dämpfung unmittelbar komfortsteigernd auswirkt, würde sich eine kleinere Schwingzahl des Aufbaus, d.h. eine größere Nach-

giebigkeit der Aufbaufederung, erst bei sehr kleinen Werten der Aufbaudämpfung ebenfalls komfortsteigernd auswirken.



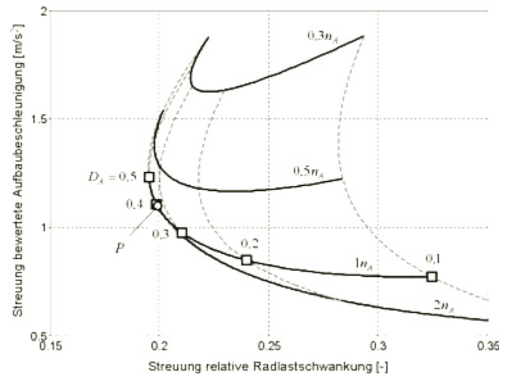


Bild 4-25: Konfliktdiagramm Streuung der bewerteten Aufbaubeschleunigung (inverser Komfort = Diskomfort) σ_{aw} vs. Streuung der relativen Radlastschwankung (inverse Fahrsicherheit) $\sigma_{FR/Fstat}$, mit den Parametern Nachgiebigkeit Aufbau n_A und Bauteildämpfung d_A (oben) bzw. Systemdämpfung D_A (unten).

Um den aufgezeigten Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik besser aufzulösen und bei unterschiedlichen Fahrsituationen die Abstimmung bedarfsgerechter anpassen zu können, ist es bei semiaktiven Vertikaldynamiksystemen möglich, zwischen mehreren Dämpferkennlinien umzuschalten. Vollaktive Systeme bringen elektronisch geregelt noch zusätzliche Kräfte zwischen Aufbau und Rad auf und können damit in allen vier Quadranten des Kennfeldes betrieben werden, was eine weitere Optimierung ermöglicht. Ihre beste Wirksamkeit entfalten diese Systeme jedoch erst in Verbindung mit der adaptiven Erkennung von Fahr- und Fahrbahnzuständen aus der Aufbaubewegung und der entsprechenden Zuordnung des benötigten Federungs- und Dämpfungsniveaus (Kapitel 3.3.5).

Neben den heute verfügbaren hydraulischen und pneumatischen Konzepten wird für die Zukunft auch an elektromagnetischen Federungs- und Dämpfungssystemen gearbeitet. Der erforderliche Energiebedarf für diese Systeme steht derzeit allerdings dem Serieneinsatz entgegen. Eine interessante Alternative liegt möglicherweise im Einsatz von semiaktiven Dämpfern mit magnetisch bzw. elektrisch steuerbaren rheologischen Flüssigkeiten.

4.1.5 Aktive Fahrwerke

Um das theoretische Potential aktiver Fahrwerke in Bezug auf die Auflösung des Zielkonfliktes zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit näher auszuloten, kann man von dem Denkmodell ausgehen, dass das aktive Fahrwerk zwischen Rad und Aufbau eine frei wählbare Kraft aufbaut, welche nach einem vorgegebenen Optimierungskriterium ermittelt wird. Damit vereinfacht sich das Ersatzschaltbild des Viertelmodells wie folgt:

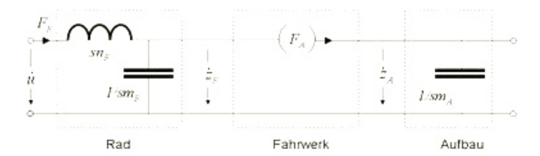


Bild 4-26: Viertelmodell des aktiven Fahrwerks

Für das Rad lässt sich aus **Bild 4-26** folgender Zusammenhang zwischen der Unebenheitsanregung u, der Radlast F_R und der vom Fahrwerk aufgenommenen Kraft F_A herleiten:

$$F_A = F_R \cdot \left(1 - \eta_R^2\right) - u \cdot \omega^2 \cdot m_R$$

mit

$$\eta_R = \frac{\omega}{\omega_R}$$

Berücksichtigt man jetzt noch, dass die Fahrwerkskraft gleichzeitig auch die Aufbaumasse m_A beschleunigt („actio est reactio"), so ergibt sich der nachstehende Zusammenhang zwischen der Aufbaubeschleunigung und der dynamischen Radlast, jeweils normiert auf die Unebenheitsanregung:

$$\frac{a_A}{u} = \frac{F_R}{u} \cdot \frac{1 - \eta_R^2}{m_A} - \frac{m_R}{m_A} \cdot \omega^2$$

Der Zusammenhang ist in **Bild 4-27** visualisiert und gibt den Auslegungsbereich wieder, der auch von idealen aktiven Fahrwerken hinsichtlich der beiden Optimierungskriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit nicht verlassen werden kann.

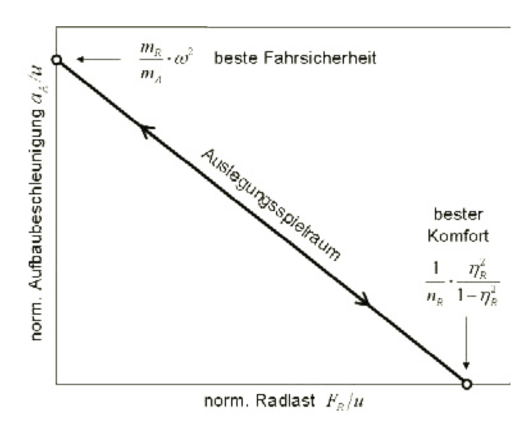


Bild 4-27: Zusammenhang zwischen Radlast und Aufbaubeschleunigung, jeweils normiert auf die Unebenheitsanregung

Der Grenzfall, bei dem die Aufbaubeschleunigung zu Null geregelt wird, stellt aus Sicht des Komforts den Idealfall dar, er wird allerdings durch eine dynamische Radlast erkauft, die sich nach folgender Gleichung errechnet:

$$\left.\frac{F_R}{u}\right|_{a_A=0} = \frac{1}{n_R} \cdot \frac{\eta_R^2}{1-\eta_R^2}$$

Interessant aus Komfortsicht ist insbesondere der andere Grenzfall, bei dem die Radlastschwankungen durch das Fahrwerk vollständig ausgeregelt werden. Für diesen Fall steigt die Aufbaubeschleunigung quadratisch mit der Frequenz der Unebenheitsanregung an:

$$\left.\frac{a_A}{u}\right|_{F_R=0} = \frac{m_R}{m_A} \cdot \omega^2$$

In **Bild 4-28** sind diese Grenzfälle einem passiven Referenzfahrwerk gegenübergestellt. Das Bild zeigt, dass der Grenzfall des besten Komforts durch sehr hohe Radlasten in der nur wenig gedämpften Radresonanz erkauft wird, da die Dämpfung durch den Fahrwerksdämpfer entfällt. Aber auch oberhalb der Radresonanz treten im Vergleich zur Auslegung eines typischen passiven Fahrwerks Radlasten auf, welche weit über den Werten eines typischen passiven Fahrwerks liegen. Der Grenzfall der besten Fahrsicherheit führt im Vergleich zum typischen Verlauf beim passiven Fahrwerk speziell bei höheren Frequenzen auf stark überhöhte Aufbaubeschleunigungen. Diese Betrachtung zeigt auf, dass auch mit einem idealen aktiven Fahrwerk diese Grenzbereiche nicht beliebig nutzbar sind.

Für die Betrachtung des Auslegungsbereiches zwischen diesen Extremwerten muss ein Gütefunktional Q definiert werden, welches das zweidimensionale Optimierungsproblem (a_A,F_R) auf ein eindeutiges eindimensionales Kriterium $Q(a_A,F_R)$ zurückführt:

$$Q = g \cdot a_A^2 + F_R^2$$

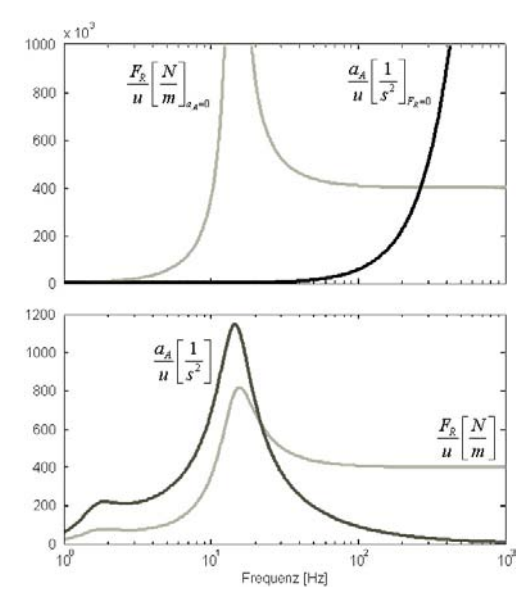


Bild 4-28: Verlauf der normierten Aufbaubeschleunigung und der normierten Radlast, Grenzfälle aktives Fahrwerk (oben) und passives Referenzfahrwerk (unten)

4.1.6 Sitzschwingungen

Der tieffrequente Schwingungskomfort[2] hängt nicht nur vom Schwingungsverhalten des Aufbaus selbst ab, vielmehr ist hier die Kopplung der Aufbauschwingungen im Bereich von 1 bis 2 Hz mit der Sitz-Mensch-Eigenresonanz mit Werten zwischen 2 und 4 Hz zu beachten.

Die Analyse des prinzipiellen Schwingungsverhaltens des gekoppelten Systems aus Aufbauschwingung mit dem Schwingsystem Sitz-Mensch kann ebenfalls mit Hilfe eines Fahrzeug-Viertelmodells erfolgen, welches um das Schwingsystem Sitz-Mensch erweitert wird. Dazu ist es erforderlich, das dynamische Verhalten des sitzenden Menschen näher zu analysieren. Die wirksame Masse des sitzenden Menschen entspricht in etwa der Gesamtmasse eines Menschen ohne das Gewicht der Beine, zuzüglich der halben Masse der Oberschenkel. Für den sogenannten 50%-Mann ergibt sich damit eine wirksame Masse von 64 kg [9]. Aufgrund des elastischen Verhaltens der einzelnen Teile des menschlichen Körpers besitzt die dynamische Masse ein Maximum bei ca. 6 Hz, um dann mit weiter ansteigender Frequenz sehr schnell abzufallen **(Bild 4-29)**. D.h. bei Frequenzen oberhalb von ca. 10 Hz werden wesentliche Körpermassen des

[2] Im englischen Sprachraum: primary ride

sitzenden Menschen nicht mehr wirksam mitbeschleunigt. Aus dem Bild kann auch entnommen werden, dass sich das dynamische Verhalten der sitzenden Probanden in erster Näherung durch einen gedämpften Einmassenschwinger mit Fußpunkterregung beschreiben lässt (Kapitel 3.2.1).

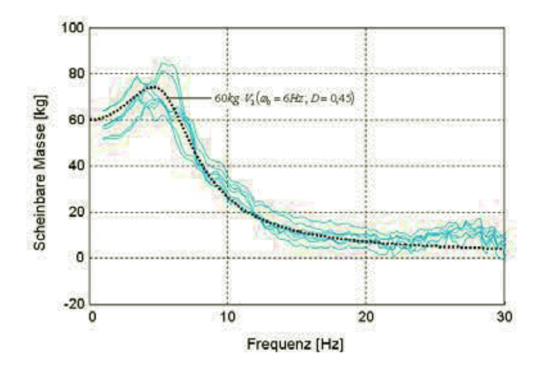


Bild 4-29: Scheinbare Masse von sitzenden Probanden über der Frequenz, bei Anregung in z-Richtung

Aus der wirksamen Masse m_M des sitzenden Menschen und der Resonanz bei $\omega_0 = 6\,\text{Hz}$ ergibt sich die rechnerische Nachgiebigkeit des Menschen:

$$n_M = \frac{1}{m_M \cdot \omega_0^2} \approx 1{,}1 \cdot 10^{-5} \left.\frac{m}{N}\right|_{50\%-Mann}$$

Diese addiert sich mit der Nachgiebigkeit n_{Sitz} der elastischen Auflage des Sitzes zur Gesamtnachgiebigkeit des Schwingsystems Sitz-Mensch:

$$n_{SM} = n_M + n_{Sitz} = \frac{1}{c_{SM}}$$

Für die Resonanzfrequenz des Schwingsystems Sitz-Mensch gilt damit:

$$\omega_{SM}^2 = \frac{c_{SM}}{m_M}$$

Für die Aufbauresonanz ist die Summe der Massen von Aufbau und Mensch maßgebend:

$$\omega_A^2 = \frac{c_A}{m_A + m_M}$$

Die Transfermatrix für das Teilsystem Sitz und Mensch ergibt sich zu:

$$[T_{SM}] = \begin{bmatrix} 1 + s^2 n_{SM} m_M + s m_M / d_S & s n_{SM} + 1/d_S \\ s m_M & 1 \end{bmatrix}$$

In **Bild 4-31** ist der charakteristische Verlauf der Beschleunigung an der Kontaktfläche zwischen Sitz und

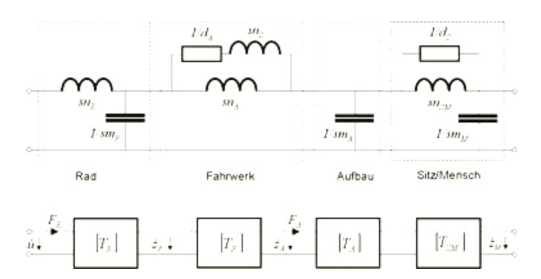


Bild 4-30: Viertelmodell mit angekoppeltem Schwingsystem Sitz-Mensch

Mensch im Vergleich zur Aufbaubeschleunigung dargestellt. Zur Verdeutlichung der Resonanzen ist dabei eine unüblich niedrige Dämpfung des Aufbaus unterstellt. Deutlich ist die Isolationswirkung des gefederten Sitzes im Frequenzbereich oberhalb der Sitzresonanz zu erkennen. Gleichzeitig wird die Problemstellung bei der Auslegung der Sitzfederung deutlich. Einerseits sollte die Resonanz „Mensch auf Sitz“ oberhalb der Aufbauresonanz von 1–2 Hz liegen, andererseits darf sie aber auch nicht in den Bereich der Körperresonanzen mit 4–8 Hz geraten. Damit bleibt nur das schmale Fenster zwischen 2 und 4 Hz übrig. Unterhalb der Aufbauresonanz müsste die Sitzsteifigkeit so niedrig gelegt werden, dass der statische Federweg gewichtsabhängig mehrere Dezimeter betragen würde. Damit ist keine definierte Sitzposition

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Aufbaudämpfung	D_A	0.25	-
Aufbaumasse anteilig	m_A	320	*kg*
Insassenmasse anteilig	m_M	30	*kg*
Sitznachgiebigkeit	n_{SM}	$7 \cdot 10^{-5}$	*m/N*
Sitzdämpfung	D_{SM}	0,25	-

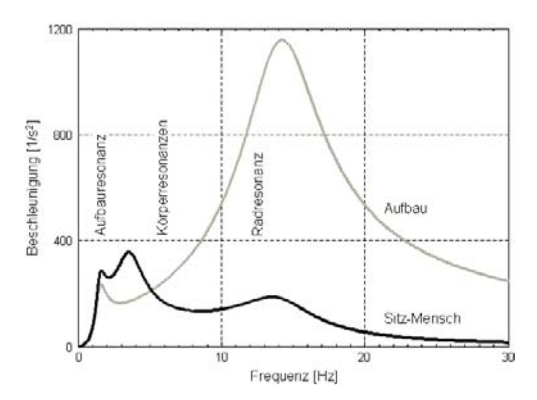


Bild 4-31: Charakteristischer Verlauf der Beschleunigung Sitz-Mensch a_M und relevante Resonanzbereiche

mehr zu erreichen. Bei Auslegung der Sitzresonanz oberhalb der Körperresonanzen würde die notwendige Steifigkeit der Sitzauflage den ebenfalls geforderten Einsitzkomfort stark beeinträchtigen.

In **Bild 4-32** sind die Verhältnisse bei realistischer Aufbaudämpfung für unterschiedliche Sitzsteifigkeiten dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass das Niveau der Sitzbeschleunigung umso niedriger wird, je tieffrequenter die Sitzresonanz abgestimmt ist. Mit größerer Sitzdämpfung kann die Resonanzspitze im Bereich der Sitzresonanz noch weiter abgebaut werden, allerdings geht diese Maßnahme, wie aus dem Bild auch erkennbar wird, zu Lasten der Isolation im Frequenzbereich oberhalb der Sitzresonanz.

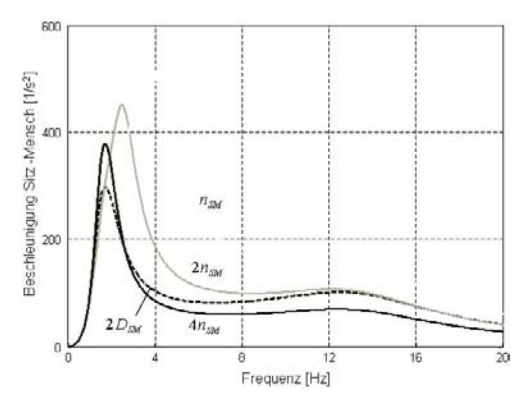


Bild 4-32: Amplitudengang der bezogenen Sitzbeschleunigung a_M/u bei Variation der Steifigkeit des Sitzes ($D_A = 0,7$)

Aus Komfortgründen ist es daher wünschenswert, die Aufbauresonanz so niedrig wie möglich und die Sitzresonanz so nahe wie möglich an die Aufbauresonanz zu legen. Die untere Grenze für die Aufbauresonanz ist dabei u.a. durch die erforderlichen Federwege begrenzt. Stehen bei tief liegenden Fahrzeugen mit optisch sportlicher Anmutung die notwendigen statischen und dynamischen Federwege nicht zur Verfügung, so muss die Federung entsprechend steifer ausgelegt und damit Aufbauresonanz und Sitzresonanz höher gelegt werden. Kommt es bei dieser Sitzabstimmung aufgrund des Anregungsspektrums auch zur Anregung der inneren Organe des Menschen im Frequenzbereich von 4 bis 8 Hz, so kann es leicht zu starkem Unwohlsein der Fahrzeug-Insassen kommen. Durch Federungen mit Niveauregulierung kann der Konflikt zwischen den aus optischen Gründen geforderten kleinen statischen Federwegen und einer aus Komfortgründen dynamisch weichen Abstimmung wesentlich entschärft werden (Kapitel 3.3.2).

Steifigkeit und Dämpfung der Sitzauflage sind die wesentlichen Einflussgrößen für die Abstimmung der Sitzübertragungsfunktion. Mit Hilfe einer druckempfindlichen Folie wird die Beschleunigung a_{wS} an der Berührungsfläche zwischen Sitz und Proband gemessen (Kapitel 3.5). Setzt man diesen Wert ins Verhältnis zur Anregung a_A an der Sitzschiene, so erhält man daraus die Sitzübertragungsfunktion:

$$V_S = \left| \frac{a_{wS}}{a_A} \right|$$

In **Bild 4-33** ist ein typischer Verlauf für die Sitzübertragungsfunktion dargestellt. Die Kurve zeigt zwei ausgeprägte Resonanzen. Die Überhöhung bei 3 Hz stellt die eigentliche Sitzresonanz dar, während sich die Überhöhung bei 7–8 Hz aufgrund von Körperresonanzen ausbildet.

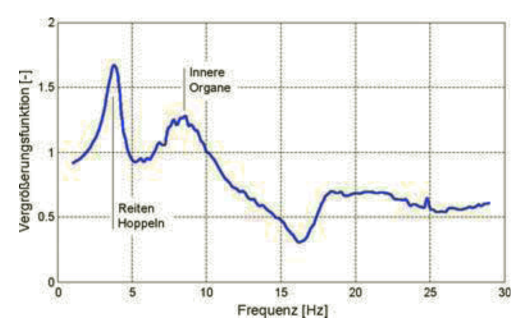


Bild 4-33: Amplitudengang der Übertragungsfunktion des Systems Sitz-Mensch, gemessen auf der Hydropuls-Anlage



Bild 4-34: Schwingungsdummy zur Nachbildung des menschlichen Schwingungsverhaltens (MEMOSIK®, Fa. Wölfel), eingebaut im Fahrzeug

Versuchsergebnisse mit Probanden sind zumeist mit großen Streuungen behaftet, abhängig von der Anatomie eines Probanden, seiner Sitzposition, dem Muskeltonus usw. (**Bild 4-29**). Daher ist es sinnvoll, ähnlich wie im Crash mit standardisierten Schwingungs-Dummies zu arbeiten, welche Insassen mit genau definierter dynamischer Masse repräsentieren, z.B. den mittelschweren Mann (M50 Perzentile). In den letzten Jahren wurden mehrere passive und aktive Schwingungsdummies entwickelt, die eine sehr gute Anpassung an das dynamische Verhalten des sitzenden Menschen erlauben [5]. Damit lassen sich im Versuch sehr valide Ergebnisse erzielen.

4.1.7 Fahrzeugnicken, Einspurmodell

Bei der Analyse der Abrolleigenschaften eines Fahrzeugs mit Hilfe eines einfachen Viertelmodells wird stillschweigend unterstellt, dass alle Räder gleich angeregt werden und somit nur vertikaldynamische Effekte auftreten (Huben). In der Praxis ist diese Voraussetzung jedoch nicht erfüllt. Vielmehr werden alle vier Räder in Abhängigkeit von der räumlichen Kohärenz der Fahrbahn mehr oder weniger unabhängig voneinander angeregt (Kapitel 4.1.2). Dadurch treten neben zusätzlichen vertikaldynamischen Effekten Nick- und Wankeinflüsse auf. Nachstehend wird das vertikaldynamische Verhalten in Verbindung mit dem Nicken des Fahrzeugs um die Querachse untersucht. Das Wanken wird in Kapitel 4.1.8 näher betrachtet. Um das Verhalten des Fahrzeugs um die Querachse analysieren zu können, wird das Viertelmodell von **Bild 4-6** nachstehend zu einem Einspurmodell ergänzt.

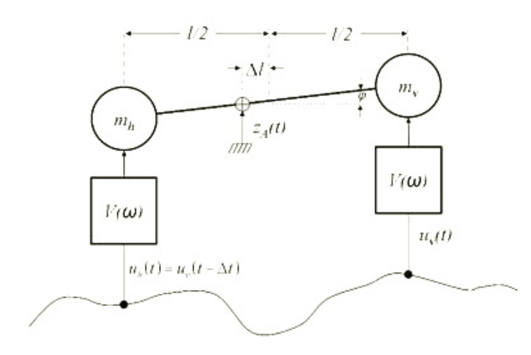


Bild 4-35: Einspur-Halbmodell aus zwei gleichen Viertelmodellen und vernachlässigbarer Koppelmasse

Beim Überfahren von sinusförmigen Fahrbahn-Unebenheiten erfolgt die Unebenheitsanregung des vorderen und des hinteren Teilmodells um die Zeitspanne Δt versetzt. Diese ist wiederum abhängig vom Achsenabstand l und der Fahrzeuggeschwindigkeit v:

$$u_v = \hat{u}\sin\omega\cdot t$$

$$u_h = \hat{u}\sin\omega\cdot(t-\Delta t)$$

$$\Delta t = \frac{l}{v}$$

Für die Vertikalbewegung des Aufbaus in Fahrzeugmitte ($\Delta l = 0$) errechnet sich daraus:

$$z_A = V(\omega)\cdot\frac{\hat{u}}{2}\cdot\left[\sin\omega t + \sin\omega(t-\Delta t)\right]$$

$$z_A = V(\omega)\cdot\hat{u}\cdot\sin\omega\left(t-\frac{\Delta t}{2}\right)\cdot\cos\omega\frac{\Delta t}{2}$$

Hier handelt es sich um ein mit ωt schnell zeitveränderliches Sinussignal, dessen Amplitude mit dem mit $\omega\Delta t$ langsam zeitveränderlichen Cosinussignal amplitudenmoduliert wird. Für die Amplituden der Zeitverläufe gilt daher:

$$\frac{\hat{z}_A}{\hat{u}} = V(\omega)\cdot\left|\cos\omega\cdot\frac{\Delta t}{2}\right|$$

Auf gleiche Weise errechnet sich der auf die Unebenheitsanregung normierte Nickwinkel zu:

$$\frac{\hat{\varphi}}{\hat{u}} = \frac{a_A}{u}\cdot\frac{2}{l}\cdot\left|\sin\left(\omega\frac{\Delta t}{2}\right)\right|$$

Ist der Beobachtungspunkt z_A nicht mittig zwischen Vorder- und Hinterachse positioniert, so gilt für die Aufbaubewegung:

$$\frac{\hat{z}_A}{\hat{u}} = V(\omega)\cdot\sqrt{1-\varepsilon\cdot\sin^2\left(\omega\cdot\frac{\Delta t}{2}\right)}$$

mit

$$\varepsilon = 1-\left(\frac{2\Delta l}{l}\right)^2$$

In **Bild 4-36** ist das girlandenförmige Hub- und Nickverhalten des Einspurmodells dargestellt. Die Diagramme wurden mit folgenden Zahlenwerten gezeichnet:

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Achsabstand	l	2,8	*m*
Fahrzeuggeschwindigkeit	v	20	*m/s*
Vergrößerungsfunktion	V	**Bild 4-11**	-

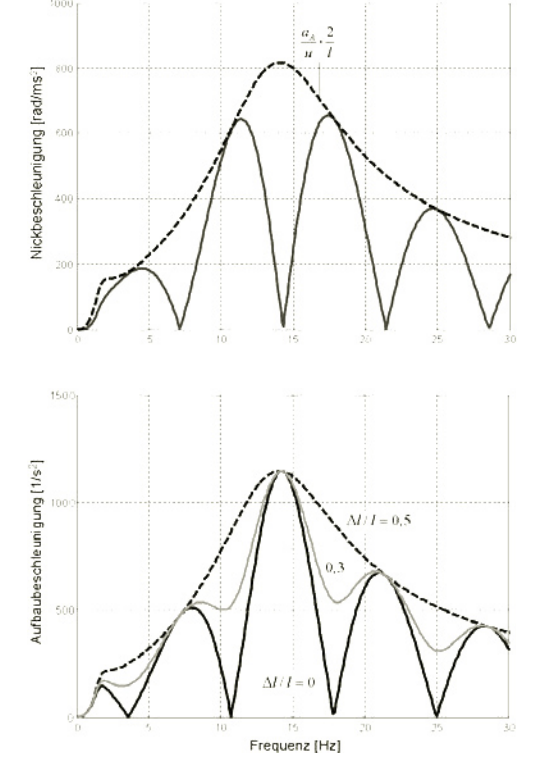


Bild 4-36: Amplitudengang der normierten Amplituden von Aufbaubeschleunigung a_A/u des Halbmodells im Aufpunkt z_A (unten) und Nickbeschleunigung $\ddot{\varphi}/\hat{u}$ (oben)

Die Minima der vertikalen Aufbaubeschleunigung und die Maxima der Nickbeschleunigung liegen gerade bei den gleichen Frequenzen. Diese sind nur vom Achsabstand und von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig:

$$\frac{\omega_i \cdot l}{v} = i \cdot \pi \qquad i = 1,3,5,...$$

Das Einspurmodell „filtert" damit aufgrund der korrelierten Anregung zwischen dem vorderen und dem hinteren Teilmodell aus der Aufbaubeschleunigung automatisch die Frequenzen ω_i heraus. Bei wechselnden Fahrgeschwindigkeiten durchlaufen die Minima und Maxima alle Frequenzen. Dass es sich bei diesen Maxima nicht um „Resonanzstellen" des Fahrzeugs handelt, kann man im Fahrzeugversuch leicht dadurch feststellen, dass sich die Extremwerte proportional mit der Fahrzeuggeschwindigkeit verändern. Um die Maxima so klein wie möglich zu machen, muss die Vergrößerungsfunktion des Aufbauschwingverhaltens minimiert werden (Kapitel 4.1.1). **Bild 4-36** macht auch deutlich, dass eine Sitzposition in der Mitte zwischen den Achsen aus Komfortsicht besonders günstig ist, da sie zu den ausgeprägtesten Minima korrespondiert. Je weiter sich die Sitzposition zu den Achsen verschiebt, desto ungünstiger ist das Komfortverhalten.

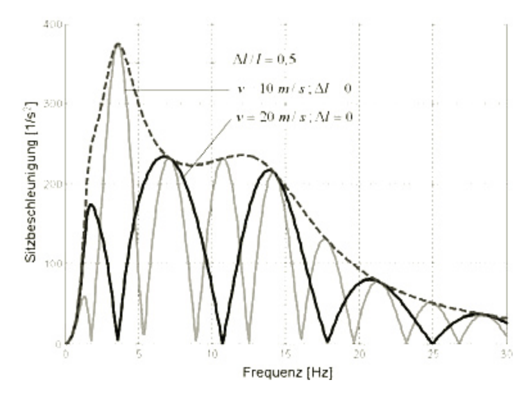


Bild 4-37: Amplitudengang der normierten Sitzbeschleunigung a_A/u des Halbmodells, bei zwei Fahrzeuggeschwindigkeiten als Parameter

In **Bild 4-37** ist die Sitzbeschleunigung des Einspurmodells bezogen auf eine sinusförmige Unebenheitsanregung dargestellt. Man erkennt, dass durch die angesprochene Filterwirkung die Überhöhung der Sitzresonanz bei passender Fahrzeuggeschwindigkeit praktisch vollständig ausgefiltert werden kann. In der Praxis wird das Fahrzeug allerdings durch die stochastische Unebenheitsanregung einer realen Fahrbahn stimuliert. Bei der Simulation zeigen sich für diesen Fall in der Streuung der Sitzbeschleunigung ebenfalls ein Maximum und ein Minimum, jeweils bei der Fahrzeuggeschwindigkeit, welche mit der Verstärkung oder der Auslöschung der Sitzresonanz

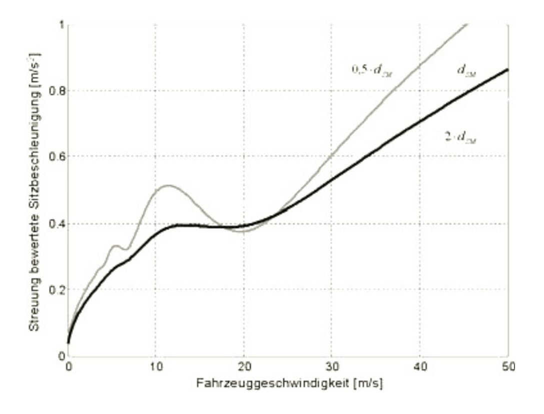


Bild 4-38: Streuung der bewerteten Sitzbeschleunigung $\sigma(a_{Sw})$ in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und der Sitzdämpfung als Parameter

korrespondiert. Diese Extremwerte sind umso stärker ausgeprägt, je weniger gedämpft der Sitz ist (**Bild 4-38**). Ein schwach gedämpfter Sitz bietet besseren Komfort bei hohen Geschwindigkeiten, allerdings wird in diesem Fall im unteren Geschwindigkeitsbereich die Sitzresonanz ungünstig hervorgehoben. Ein großer Achsabstand des Fahrzeugs macht sich insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten vorteilhaft bemerkbar, während er im unteren Geschwindigkeitsbereich einen neutralen und im mittleren Bereich einen eher ungünstigen Einfluss besitzt. Generell gilt, dass der Diskomfort mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit und ansteigendem Unebenheitsmaß, d.h. schlechter werdender Fahrbahn, zunimmt (**Bild 4-39**).

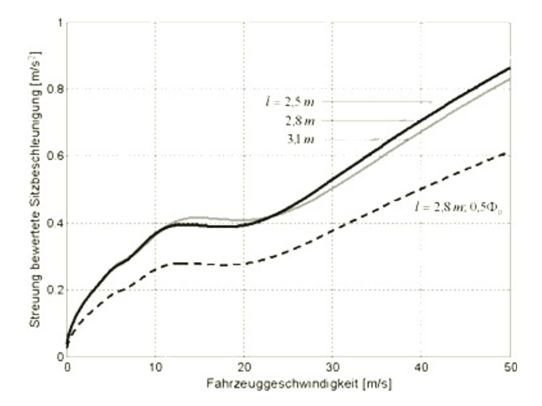


Bild 4-39: Streuung der bewerteten Sitzbeschleunigung $\sigma(a_{Sw})$ in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v, Achsabstand l und dem Unebenheitsmaß Φ_0 als Parameter

4.1.8 Wanken, Zweispurmodell

Bei der Überfahrt von unebenen Fahrbahnen erzeugen unterschiedliche Bodenunebenheiten der beiden Fahrspuren Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus. Diese werden als Rotationsbewegung um die Längsachse des Aufbaus spürbar. Die Wankresonanz ω_{WA} liegt üblicherweise in der gleichen Größenordnung wie die Hubresonanz des Aufbaus und ergibt sich aus der Spurweite sw, der Trägheit J_x des Aufbaus um die x-Achse und der Steifigkeit c_A der Aufbaufederung

$$\omega_{WA}^2 = \frac{c_A \cdot (sw/2)^2}{J_x}$$

$$c_A = c_{A,vl} + c_{A,vr} + c_{A,hl} + c_{A,hr}$$

Sogenanntes reines Wanken liegt vor, wenn die Anregungen zwischen linker und rechter Fahrbahnseite exakt gegengleich sind und kein zeitlicher Verzug zwischen Vorder- und Hinterachse besteht. In der Praxis ist der Phasenverzug jedoch nicht Null, er hängt vielmehr von der Fahrzeuggeschwindigkeit v und dem Achsabstand l des Fahrzeugs ab. Für die auf die Unebenheitsanregung normierte Wankbeschleunigung des Aufbaus $\ddot{\varphi}_A/u$ ergibt sich damit eine äquivalente Girlandenform, wie sie im Falle der normierten Aufbaubeschleunigung des Einspurmodells von Kapitel 4.1.7. bereits vorgefunden wurde.

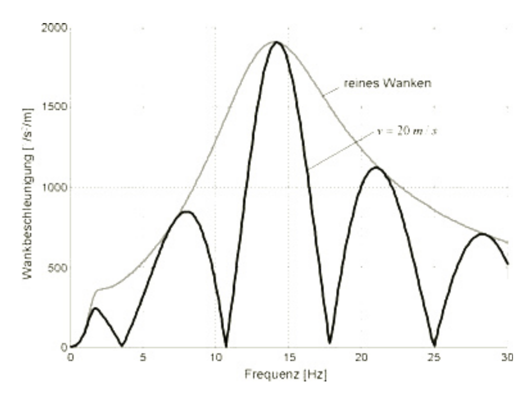


Bild 4-40: Normierte Wankbeschleunigung für reines Wanken und für ein Fahrzeug mit dem Achsabstand $l = 2{,}8$ m

Uberall dort, wo Vorder- und Hinterachse eine gleichphasige Bewegung ausführen, besitzt der Amplitudengang näherungsweise sein Maximum. Für den Fall, dass Vorder- und Hinterachse gegenphasig schwingen, wankt der Mittelpunkt des Aufbaus nicht und die Vergrößerungsfunktion geht gegen Null.

Der Einsatz von Stabilisatoren reduziert zwar das lenkungsinduzierte Wanken bei der Kurvenfahrt, sie verstärken jedoch gleichzeitig die Wankneigung bei asymmetrischen Fahrbahnunebenheiten. Durch Variation der Aufbaudämpfung kann die Wankneigung des Fahrzeugs ebenfalls beeinflusst werden. Mit zunehmender Dämpfung werden die Amplituden der Wankschwingungen im Bereich der Aufbau- und der Radresonanz reduziert, die mittenfrequenten Wankschwingungsanteile, d.h. im Frequenzbereich zwischen den beiden Resonanzstellen, steigen allerdings an. Ist neben der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung auch ein geschwindigkeitsunabhängiger Haftreibungseinfluss gegeben, so wird dieser relativ umso dominanter, je kleiner die Fahrbahnunebenheiten bzw. je kleiner die Fahrgeschwindigkeit ist. Auf relativ glatten Strassen kann es deshalb infolge der Haftreibung in der Aufhängung zu einem Blockieren der Relativbewegung zwischen Achse und Aufbau kommen. Für das Fahrzeug hat dieser Umstand zur Folge, dass die Achsaufhängung wie eine starre Verbindung zwischen Rad und Aufbau wirkt. Der Aufbau folgt in diesem Fall beim Überfahren den Unebenheiten der Straße, er "kopiert“ diese gewissermaßen. Daher wird das fahrbahninduzierte Wanken auch als Kopieren bezeichnet.

4.1.9 Karosseriezittern

Karosseriezittern ist ebenfalls im Frequenzbereich oberhalb der Aufbauresonanz angesiedelt und tritt vor allem bei Fahrzeugen mit großer Dachöffnung (Panoramadach) oder Hecköffnung (Kombi) sowie bei offenen Fahrzeugen (Cabriolets, Roadster) auf. Für den Fahrzeuginsassen macht sich dieses Phänomen als Nachschwingen des Fahrzeugs beim Überfahren von Fahrbahn-Unebenheiten bemerkbar **(Bild 4-41)** und führt zu einem unsoliden Eindruck. Dieser wird durch die zunehmende Klapper- und Knarzneigung bei stark zittrigen Fahrzeugen subjektiv noch verstärkt. Für einen guten Soliditätseindruck des Fahrzeuges ist deshalb die Begrenzung der Zitteramplituden von ganz erheblicher Bedeutung. Dies kann, wie nachstehend gezeigt wird, sowohl durch reduzierte Krafteinleitung bei einem komfortabel abgestimmten Fahrwerk, als auch durch eine genügend steife Karosserie bei sportlich abgestimmten Fahrzeugen erfolgen.

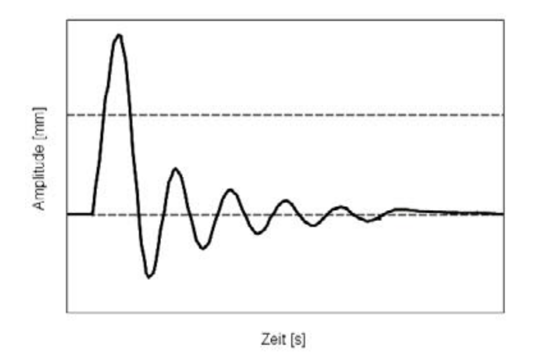


Bild 4-41: Zitteramplitude an der Verzurröse in z-Richtung, bei Anregung mit der Schlagleiste auf dem Rollenprüfstand

Die Entstehung des Schwingungsphänomens Zittern ist in **Bild 4-42** schematisch zusammengefasst. Dabei kommt es zur Überlagerung der Überhöhung im Verlauf der Schnittkraft zwischen Fahrwerk und Aufbau infolge der Radresonanz mit den Resonanzen in der Nachgiebigkeit der Karosserie aufgrund der globalen Torsionseigenmoden des Fahrzeugs. Durch die Kopplung der beiden Komponentenresonanzen tritt damit eine Überhöhung des Amplitudenverlaufs der Vergrößerungsfunktion $V(\omega)$ im Frequenzbereich der Radresonanz auf. Reifen mit Notlaufeigenschaften und damit hoher Flankensteifigkeit sowie straff abgestimmte Fahrwerke verstärken das Problem. Fahrzeuge mit sportlich straff abgestimmtem Fahrwerk und damit hoch liegenden Radresonanzfrequenzen benötigen daher steifere Fahrzeugstrukturen mit einer höher liegenden ersten globalen Torsionseigenmode, um einen genügend großen Abstand zwischen den Teilresonanzen zu wahren und damit das Karosseriezittern ausreichend zu begrenzen.

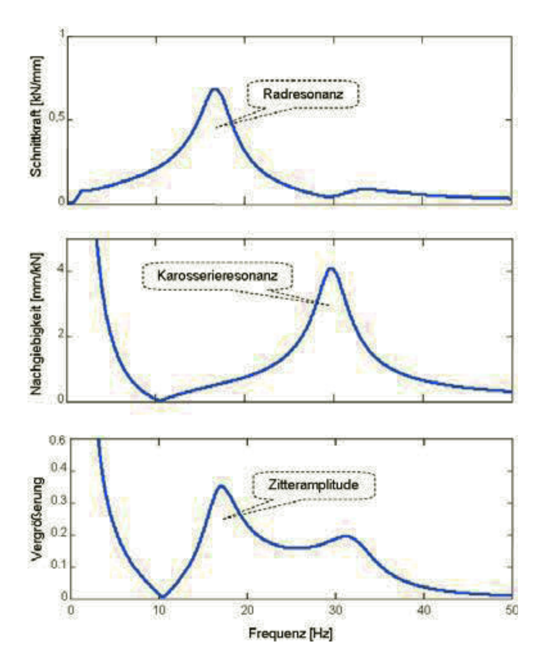


Bild 4-42: Wirkmechanismus Karosseriezittern

Nachfolgend wird nun der Wirkmechanismus im Detail analysiert. Um dabei die Auswirkung der in den Aufbau eingeleiteten Kraft F_A auf das Schwingungsverhalten der Karosserie zu bestimmen, wird diese nicht nur als Aufbaumasse m_A, sondern als modales Teilmodell mit der Karosseriemasse m_K und der Karosserienachgiebigkeit n_K nachgebildet.

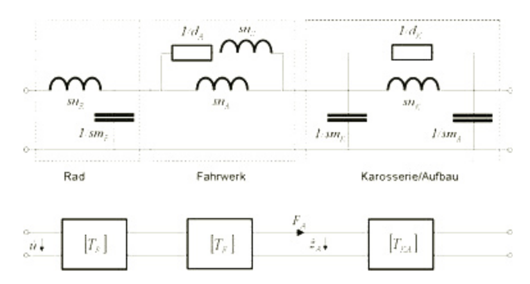


Bild 4-43: Erweitertes Modell des Fahrzeug-Aufbaus zur Berücksichtigung des Torsionsverhaltens der Karosserie

Die Transfermatrix für das Teilsystem flexible Karosserie und Aufbaumasse ergibt sich zu:

$$[T_{KA}] = [T_K] \cdot [T_A]$$

$$[T_K] = \begin{bmatrix} 1 & Y_K \\ s \cdot m & sm \cdot Y_K + 1 \end{bmatrix}$$

$$Y_K = \frac{s \cdot n_K}{s \cdot n_K \cdot d_K + 1}$$

Normalerweise ist die globale dynamische Torsion beim Karosseriezittern dominant. Die Karosserienachgiebigkeit bestimmt sich für diesen Fall aus der statische Torsionssteifigkeit c_t und der Spurweite l_y gemäß **Bild 4-44**:

$$n_K = \frac{\Delta z}{F} = \frac{l_y^2}{4 \cdot c_t}$$

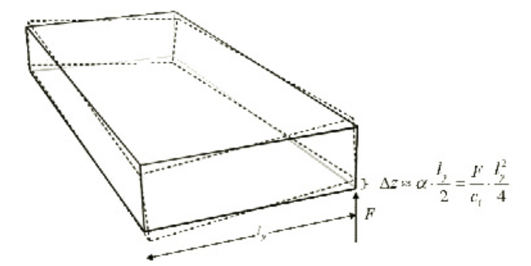


Bild 4-44: Torsionsbiegeform des Aufbaus, schematisch

Die modale Karosseriemasse m_K lässt sich aus der Torsionskreisfrequenz ω_t ableiteten:

$$m_{ges} = \frac{m_A \cdot m_K}{m_A + m_K} = \frac{1}{\omega_t^2 \cdot n_K}$$

Das Modell von Karosserie und Aufbau in **Bild 4-43** entspricht dem Zweimassenschwinger von Kapitel 3.2.2. Damit ergibt sich für die dynamische Nachgiebigkeit von Karosserie und Aufbau:

$$N_{KA} = \frac{s^2}{(m_K + m_A)} \cdot \frac{1 + s \cdot n_K \cdot d + s^2 \cdot m_A \cdot n_K}{1 + s \cdot n_K \cdot d + s^2 \cdot m_{ges} \cdot n_K}$$

Die Schnittkraft induziert in der Karosserie die Schwingbeschleunigung a_K:

$$a_K = N_{KA} \cdot s^2 \cdot F_A$$

Um das Karosseriezittern gering zu halten, kann somit entweder über die geeignete Abstimmung des Fahrwerks versucht werden, die Schnittkraft gering zu halten, oder durch eine geringe Nachgiebigkeit N_{KA} die Kraftwirkung begrenzt werden. Beide Ansätze werden nachstehend näher analysiert. Die Diagramme wurden mit folgenden Werten erstellt:

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Karosserienachgiebigkeit	n_K	$6{,}5 \cdot 10^{-7}$	m/N
Modale Karosseriemasse	m_K	50	kg
Karosseriedämpfung	d_K	1000	Ns/m
Aufbaumasse	m_A	300	kg
Stützlagernachgiebigkeit	n_S	$3{,}4 \cdot 10^{-6}$	m/N

Bild 4-45 zeigt den resonanzhaften Verlauf der scheinbaren Nachgiebigkeit im Bereich der torsionalen Karosserie-Eigenfrequenz ω_t bei ca. 30 Hz. Deutlich sichtbar ist auch die Antiresonanz bei der Frequenz ω_T von ca. 12 Hz.

$$\omega_T^2 = \frac{1}{m_A \cdot n_K}$$

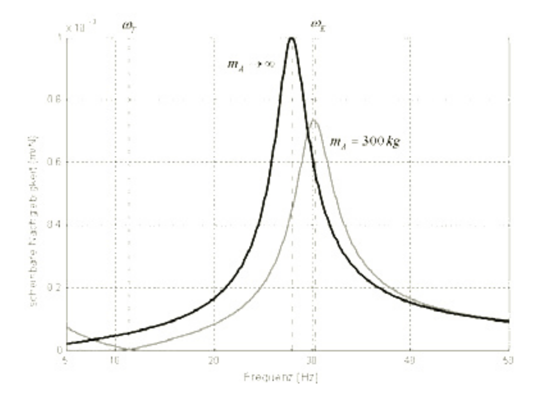


Bild 4-45: Amplitudengang der dynamischen Nachgiebigkeit N_{KA} in Abhängigkeit von der Frequenz

Die Aufbaumasse wirkt hier wie ein Tilger (Kapitel 3.3.6) und die Nachgiebigkeit geht gegen Null. Im darunter liegenden Frequenzbereich dominiert der Einfluss der Aufbaumasse. Für sehr große Aufbaumassen verschiebt sich die Tilgungsfrequenz gegen Null und die Tilgungswirkung entfällt. Dieser Sachverhalt erklärt, warum sich eine größere Aufbaumasse tendenziell nachteilig auf das Karosseriezittern auswirkt.

Koppelt man nun das Modell von Karosserie und Aufbau mit dem Modell des Fahrwerks, so kann das Fahrzeugverhalten unter Berücksichtigung der flexiblen Karosserie analysiert werden. In **Bild 4-46** ist die Aufbaubeschleunigung ohne Berücksichtigung der flexiblen Karosserie im Vergleich zur Beschleunigung mit flexibler Karosserie dargestellt. Die Berücksichtigung der flexiblen Karosserie führt zu einer signifikanten Steigerung der Beschleunigungsamplituden sowohl im Bereich der Karosserieresonanz als auch im Bereich der Radresonanz. Aufgrund der relativ hohen Frequenzen führt die bewertete Karosseriebeschleunigung a_{Kw} zu deutlich reduzierten Werten, die aber immer noch weit über den Werten der Aufbaubeschleunigung bei unflexibler Karosserie liegen.

Um die Wirkung der flexiblen Karosserie auf das subjektive Komfortempfinden zu bewerten, wird die Streuung der bewerteten Karosseriebeschleunigung bei stochastischer Straßenanregung betrachtet (Kapitel 4.1.6). Die Integration der bewerteten Karosserie-

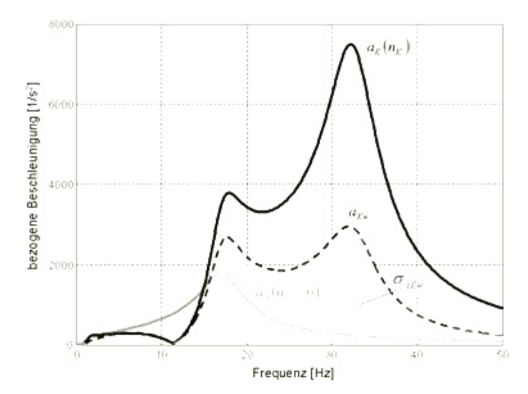


Bild 4-46: Aufbaubeschleunigung bei starrer Karosserie im Vergleich zur Karosseriebeschleunigung bei nachgiebiger Karosserie, ohne und mit Bewertungsfilter

beschleunigung erfolgt in diesem Fall nur oberhalb der Tilgungskreisfrequenz ω_T. Damit wird die tieffrequente Aufbauschwingung von dem höherfrequenten Phänomen des Karosseriezitterns getrennt.

In **Bild 4-47** ist der Einfluss aller Parameter des Modells auf dieses Komfortkriterium im Überblick dargestellt. Daraus geht deutlich hervor, dass wie zu erwarten fahrwerksseitig der Reifen mit seiner Masse und seiner Nachgiebigkeit sowie auf der Seite des Aufbaus die Nachgiebigkeit der Karosserie großen Einfluss auf das Komfortempfinden beim Karosseriezittern besitzen. Alle anderen Fahrzeugparameter haben demgegenüber nur einen untergeordneten Einfluss. Die Tatsache, dass die modale Karosseriemasse im Vergleich mit der Karosseriennachgiebigkeit deutlich weniger Einfluss hat zeigt auch, dass die statische Steifigkeit und nicht die dynamische Steifigkeit der wesentliche karrosserieseitige Parameter für das Komfortempfinden ist.

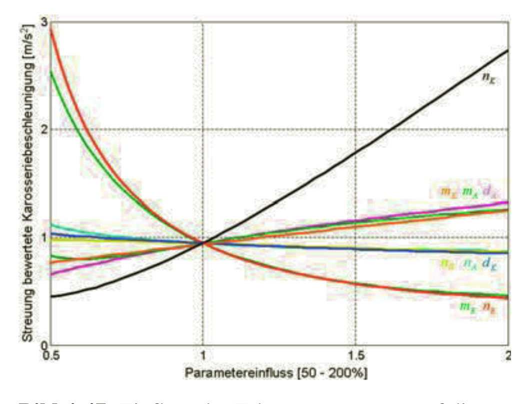


Bild 4-47: Einfluss der Fahrzeugparameter auf die Streuung der bewerteten Schwingbeschleunigung der Karosserie $\sigma(a_{Kw})$, für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von $v = 20$ m/s

Nachstehend soll über diese pauschale Betrachtung hinaus noch geklärt werden, inwieweit das Fahrzeug für die Prädiktion des Zitterverhaltens in zwei entkoppelte Teilsysteme Fahrwerk und Aufbau zerlegt werden kann, welche nur durch eine rückwirkungsfreie und repräsentative Schnittkraft zwischen Fahrwerk und Aufbau verbunden sind. In diesem Fall stellt die Schnittkraft eine geeignete Zielgröße für die entkoppelte Entwicklung der Teilsysteme Fahrwerk und Aufbau dar.

Rückwirkungsfreiheit bedeutet in diesem Fall, dass die Schnittkraft nur von Fahrbahn- und Fahrwerksparametern jedoch nicht von den Parametern der Karosserie und des Aufbaus abhängt. In **Bild 4-48** ist beispielhaft der Verlauf der Schnittkraft in Abhängigkeit von der Reifensteifigkeit und der Reifenmasse dargestellt. Deutlich zeigen sich die Überhöhung im Bereich der Radresonanz und der starke Einfluss der Reifensteifigkeit auf den Maximalwert der Schnittkraft, während die Reifenmasse einen ähnlichen Einfluss auf die Resonanzfrequenz, aber einen deutlich geringeren Einfluss auf den Maximalwert der Schnittkraft besitzt.

In **Bild 4-49** ist der Einfluss aller Fahrzeugparameter des Viertelmodells auf den Maximalwert der Schnittkraft im Bereich der Radresonanz dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Fahrwerksparameter Reifensteifigkeit, Stützlagersteifigkeit und Aufbaudämpfung tatsächlich dominant sind. Aufbaufeder und Aufbaumasse spielen im relevanten Frequenzbereich der Radresonanz keine signifikante Rolle. Durch weiche-

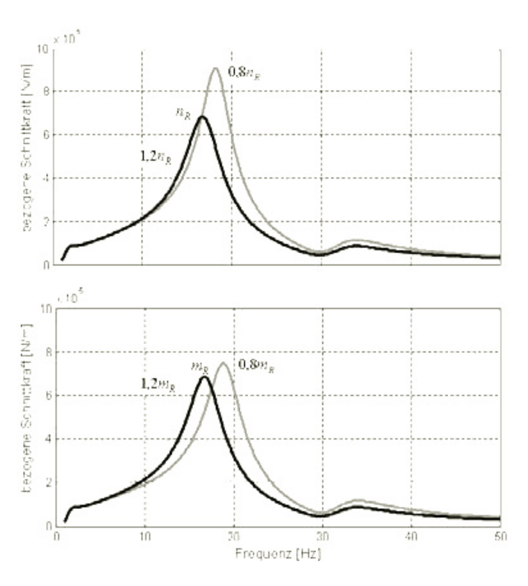


Bild 4-48: Bezogene Schnittkraft F_A/u zwischen Fahrwerk und Aufbau in Abhängigkeit von der Frequenz der Unebenheitsanregung u, mit der Reifen-Nachgiebigkeit (oben) und der Reifenmasse (unten) als Parameter

re Reifen oder eine Erhöhung der Stützlagersteifigkeit lässt sich daher der Maximalwert der Schnittkraft reduzieren. Dabei ist allerdings zu beachten, dass über das Stützlager auch der Körperschall isoliert werden muss, was wiederum ein ausreichend weiches Stützlager voraussetzt (Kapitel 3.3.3). Das Dämpfungsverhalten des Aufbaudämpfers wird üblicherweise auf minimale Radlastschwankung und ausreichende Aufbaudämpfung und nicht auf minimale Schnittkraft der Karosserie ausgelegt (Kapitel 4.1.1). Für minimale Schnittkraft wären geringere Dämpfungswerte tendenziell günstiger.

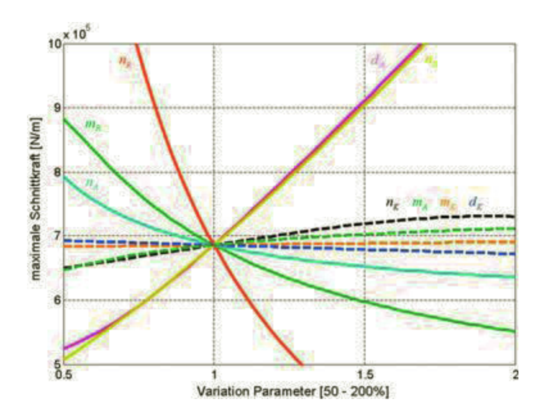


Bild 4-49: Einfluss der Fahrzeugparameter auf die maximale bezogene Schnittkraft $|F/u|_{max}$

Die gestrichelt gezeichneten Karosserieparameter besitzen im Vergleich zu den Fahrwerksparametern nur einen geringen Einfluss. Im gesamten Variationsbereich der Parameter beträgt die Auswirkung der Karosserieparameter weniger als 10 % bezogen auf den Referenzwert. Damit kann die Rückwirkungsfreiheit im Betrachtungsraum dieses Zahlenbeispiels als ausreichend gesichert gelten. Vernachlässigt man zusätzlich noch die Fahrwerksparameter mit geringem Einfluss (Reifendämpfung, Aufbaufeder), so kann der Zusammenhang zwischen der Unebenheitsanregung und der Schnittkraft zwischen Fahrwerk und Aufbau analytisch wie folgt abgeschätzt werden:

$$\left|\frac{F_A}{u}\right| \approx \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\omega \cdot d_A} - \frac{\omega \cdot n_R \cdot m_R}{d_A}\right)^2 + \left(n_R + n_{St} - \omega^2 \cdot n_R \cdot n_{St} \cdot m_R\right)^2}}$$

Nun soll untersucht werden, inwieweit die Schnittkraft auch *repräsentativ* ist für die Karosserieanregung. Im Idealfall sollte bei Variation der Fahrwerksparameter die Messgröße für das Komfortempfinden nur noch von der Schnittkraft und nicht von der zugrunde liegenden Kombination der Fahrwerksparameter abhängen. In **Bild 4-50** ist deshalb die Streuung der bewerteten Karosseriebeschleunigung über dem Maximalwert der Schnittkraft dargestellt, wie sie sich ergibt, wenn die Einflussparameter des Fahrwerks um ±20 % variiert werden.

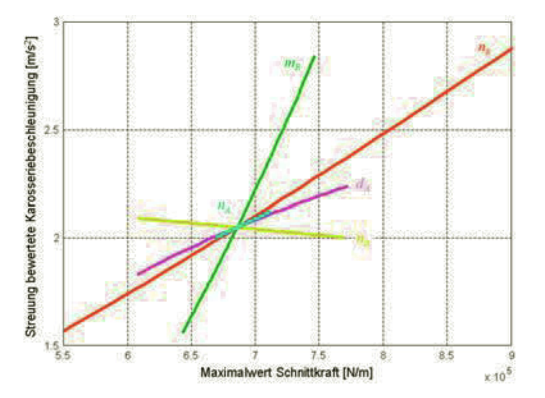


Bild 4-50: Streuung der bewerteten Karosseriebeschleunigung $\sigma(a_{Kw})$ in Abhängigkeit von der maximalen bezogenen Schnittkraft $|F/u|_{max}$ bei Variation der Parameter von 80–120 %

Es zeigt sich, dass die Steigung der Kurven und der Variationsbereich der Schnittkraft stark unterschiedlich sind. Der größte Einfluss sowohl auf die Schnittkraft wie auch auf die Streuung der Karosseriebeschleunigung zeigt sich bei der Reifennachgiebigkeit. Änderungen in der Reifenmasse schlagen sich dagegen in der Schnittkraft nur wenig, in der Streuung der Karosseriebeschleunigung aber durchaus vergleichbar stark nieder. Das ist dadurch begründet, dass sich mit abnehmender Radmasse das Maximum der Schnittkraft nur wenig verändert, während gleichzeitig die Radresonanzfrequenz zu höheren Frequenzen verschoben wird und dadurch die Karosserie näher an der Karosserieresonanz im Bereich größerer Nachgiebigkeit angeregt wird. Die Kurven von Federung und Dämpfung des Aufbaus besitzen eine vergleichbare Steigung zur Kurve der Reifensteifigkeit, da sie kaum Auswirkung auf die Radresonanz besitzen. Allerdings wirkt sich die Variation dieser Parameter nur in deutlich geringerem Umfang auf die Schnittkraft aus. Ein Sonderfall ist die Kurve der Stützlagernachgiebigkeit. Bei zunehmender Schnittkraft nimmt hier die Streuung der Karosseriebeschleunigung sogar ab. Die Ursache für dieses Verhalten ist aus **Bild 4-51** zu erkennen. Mit größer werdender Nachgiebigkeit des Stützlagers nimmt zwar die maximale Schnittkraft und auch der Maximalwert der dazu korrespondierenden bewerteten Karosseriebeschleunigung zu, aufgrund der entdämpfenden Wirkung des Stützlagers ist bei der Integration die Fläche unter der Kurve dennoch geringfügig kleiner, da die Resonanz ein höheres aber auch schmaleres Maximum besitzt.

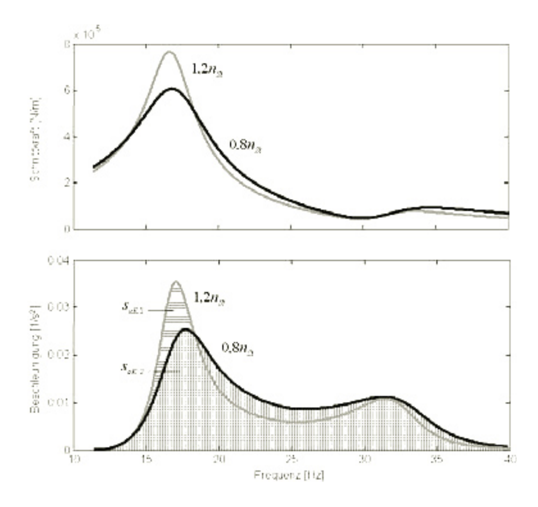


Bild 4-51: Schnittkraft F_A und bewertete Karosseriebeschleunigung a_{Kw} in Abhängigkeit von der Frequenz

Aus den vorstehenden Betrachtungen geht hervor, dass der Maximalwert der Schnittkraft in der Radresonanz nur dann ein geeignetes Kriterium darstellt, wenn ausschließlich Fahrzeuge verglichen werden, bei denen die Radresonanz eine vergleichbare Frequenzlage aufweist und nur Parameter variiert werden, die keinen oder nur einen geringen Einfluss auf die Lage der Radresonanz besitzen. Ist diese Voraussetzung nicht erfüllt, so muss der Einfluss dieser Parameter auf die Radresonanzfrequenz mit berücksichtigt werden.

Da insbesondere im Fahrzeugversuch auf der Hydropulsanlage zumeist mit sinusförmigen Anregungen gearbeitet wird, soll auch noch untersucht werden, inwieweit die maximale Karosseriebeschleunigung bei Sinusanregung im Vergleich zur Streuung bei Straßenanregung ebenfalls ein valides Komfortkriterium darstellt. In **Bild 4-52** ist dieser Zusammenhang dargestellt. Es zeigt sich, dass zwischen beiden Kriterien eine sehr gute Korrelation gegeben ist. Damit stellt die sinusförmige Anregung des Fahrwerks und die Messung der Maximalauslenkung der Karosserie in der Radresonanz ebenfalls eine brauchbare Methode zur Beurteilung des Zitterverhaltens dar. Der häufig ebenfalls als Beurteilungsgröße herangezogene Maximalwert der Schwingamplitude korreliert dagegen im direkten Vergleich mit der Schwingbeschleunigung weniger gut.

Für guten Schwingungskomfort sollte der Betrag der maximalen Schwingbeschleunigung $|a_A|_{max}$ unterhalb einer subjektiv als störend empfundenen Wahrnehmbarkeitsschwelle gehalten werden. Dieser Wert lässt sich direkt aus der dynamischen Nachgiebigkeit von Karosserie und Aufbau bei der Frequenz der Radresonanz durch Multiplikation mit dem Maximum der Schnittkraft bestimmen:

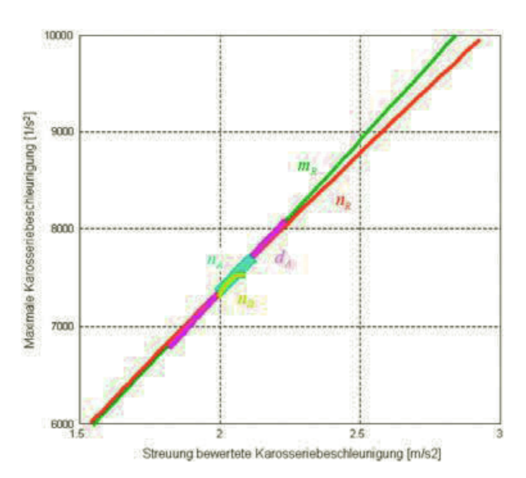


Bild 4-52: Zusammenhang zwischen der Streuung der bewerteten Karosseriebeschleunigung $\sigma(a_{Kw})$ bei stochastischer Straßenanregung und der maximalen Karosseriebeschleunigung $|a_K/u|_{max}$ bei Sinusanregung, bei Variation aller Parameter um ±20%

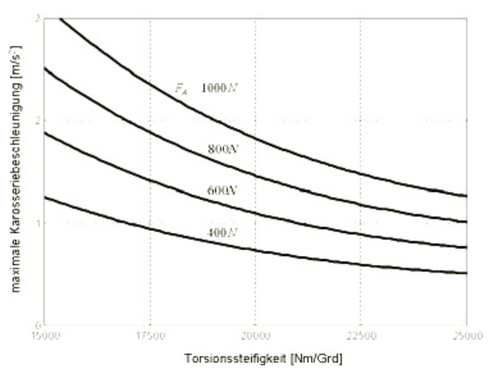


Bild 4-53: Zusammenhang zwischen maximaler Karosseriebeschleunigung $|a_K|_{max}$, maximaler Schnittkraft $|F|_{max}$ und statischer Torsionssteifigkeit der Karosserie c_t

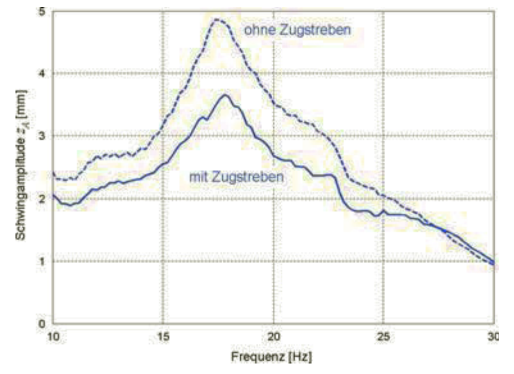


Bild 4-54: Typische Schwingamplituden an der Sitzschiene eines Kombi-Fahrzeugs mit Panoramadach, mit und ohne Zugstreben, gemessen im Hydropuls-Ersatzversuch

$$|a_A|_{\max} = |N_{KA}| \cdot |F_A|_{\max} \cdot \omega^2$$

$$|N_{KA}| = \frac{s^2}{m_K + m_A} \cdot V_4(\omega, n_K, m_K, m_A)$$

In **Bild 4-55** sind auf der Hydropulsanlage an realen Kombi- und SUV-Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse gemessene Schwingamplituden errechneten Werten gegenübergestellt, die nach obigen Zusammenhängen ermittelt wurden. Man erkennt die gute Übereinstimmung, die sich auch in einem entsprechend hohen Wert für den Erklärungsgrad der Messwerte durch die Rechenwerte ausdrückt.

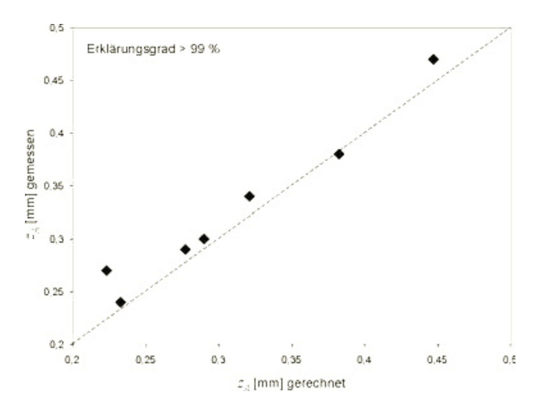


Bild 4-55: Vergleich gemessener Schwingamplituden mit gerechneten Werten

4.1.10 Motorstuckern

Beim Motorstuckern handelt es sich um eine Koppelschwingung zwischen dem elastisch gelagerten Motor-Getriebe-Verband und dem Aufbau. Die Anregung erfolgt durch symmetrische Fahrbahnunebenheiten auf beiden Spuren, wie es z.B. bei Querrillen auf Autobahnen häufig vorkommt. Dabei kommt es durch die synchrone Anregung der beiden Vorderräder zu einer Hubbewegung des Vorderwagens in z-Richtung. Erfolgt diese Anregung im Frequenzbereich der Lagerresonanz des Motor-Getriebe-Verbandes bei ca. 6–12 Hz, so wird dieser ebenfalls zu einer resonanzhaften Hub- und Nickbewegung innerhalb seiner Lagergrenzen angeregt. Dieses Schwingungsphänomen wird sehr störend als Unruhe im Vorderwagen wahrgenommen. Dabei kann normalerweise die Nickkomponente gegenüber der Hubbewegung vernachlässigt werden.

Zur Analyse des Phänomens wird das Viertelmodell nach **Bild 4-6** um die Komponenten Motor und Motorlagerung erweitert **(Bild 4-56)**. Die Transfermatrix für Motor und die Motorlagerung ergibt sich zu:

$$[T_M] = \begin{bmatrix} 1 + s^2 n_M m_M + s m_M / d_M & s n_M + 1/d_M \\ s m_M & 1 \end{bmatrix}$$

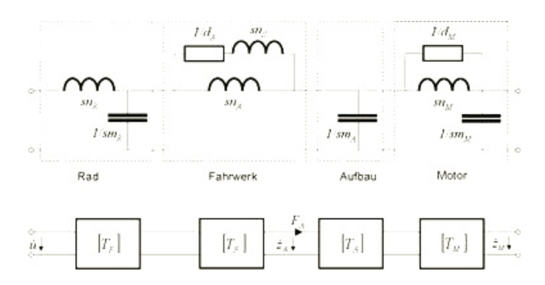


Bild 4-56: Viertelmodell mit Motor und Motorlagerung

Durch die elastische Motorlagerung ergeben sich für die Aufbaubeschleunigung zusätzlich zu Aufbau- und Radresonanz noch ein weiteres Resonanzmaximum und ein Minimum. Das Minimum im Bereich der Motoreigenfrequenz entsteht dadurch, dass der Motor als Tilger wirksam wird (Kapitel 3.3.6). Aus **Bild 4-57** geht auch deutlich hervor, dass durch das Motorstuckern das Maximum der Aufbaubeschleunigung in der Nähe der Radresonanz wesentlich verstärkt wird und umso mehr ansteigt, je näher die Eigenresonanz des Motor-Getriebe-Verbandes der Radresonanz kommt. Bei weichen Motorlagern nimmt somit der Abstand zur Radresonanz zu und damit die Amplitude des Stuckerpeaks ab, dafür beginnt die stuckerbedingte Amplitudenüberhöhung aber schon bei entsprechend niedrigen Frequenzen und setzt sich bis weit über die Radresonanz fort. Aus diesem Grund ist es auch nicht verwunderlich, dass das Motorstuckern phänomenologisch für den Fahrzeuginsassen nur schwer von rein fahrbahnerregten Aufbauschwingungen zu unterscheiden ist.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Motormasse	m_M	100	*kg*
Aufbaumasse	m_A	250	*kg*
Steifigkeit Motorlager	c_M	$1{,}7 \cdot 10^5$	*N/m*
Dämpfung Motor	D_M	0,05	-
Dämpfung Aufbau	D_A	0.3	-

Wie **Bild 4-58** zeigt, prägt sich mit abnehmendem Dämpfungsgrad der Motorlagerung der Stuckerpeak immer deutlicher aus. In **Bild 4-59** ist der Einfluss der Aufbaudämpfung dargestellt. Daraus geht hervor, dass mit zunehmender Dämpfung des Aufbaus auch die Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich des Stuckerns stark ansteigt, da die Fahrbahnanregung schlechter isoliert wird. Das heißt stärker gedämpfte Fahrwerke sind auch anfälliger für Motorstuckern.

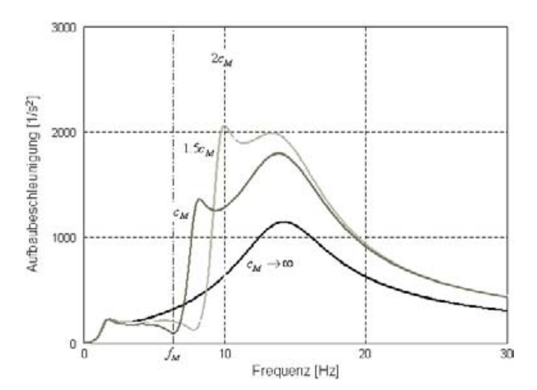


Bild 4-57: Einfluss der elastischen Lagerung des Motors auf das Stuckerverhalten (normierte Aufbaubeschleunigung)

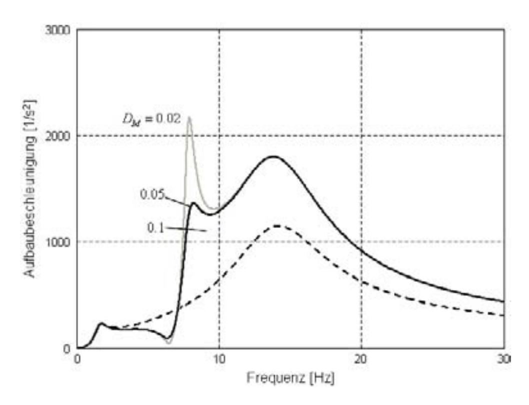


Bild 4-58: Einfluss der Dämpfung des Motors auf das Stuckerverhalten

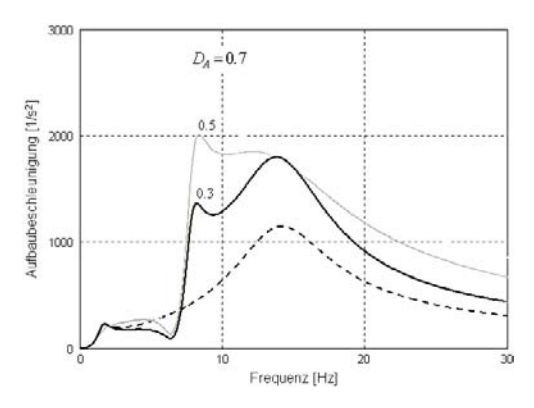


Bild 4-59: Einfluss der Dämpfung des Aufbaus auf das Stuckerverhalten

Bild 4-60 zeigt den Einfluss der Radresonanzfrequenz auf. Bei hoch liegender Radresonanz steigt das Niveau der Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich oberhalb der Aufbauresonanz insgesamt stark an. Der Stuckerpeak nahe der Motorresonanz nimmt in diesem Fall zwar infolge des vergrößerten Abstands zwischen Motor- und Radresonanz erwartungsgemäß ab, dafür steigen die Beschleunigungswerte aber im darüber liegenden Bereich der Radresonanz erheblich an.

In **Bild 4-61** ist der Einfluss der Motormasse auf die Stuckereigenschaften dargestellt. Bei ansonsten unveränderten Parametern sinkt mit zunehmender Motormasse die Eigenfrequenz des elastisch gelagerten Motors entsprechend ab. Durch den vergrößerten Abstand zur Radresonanz geht damit erwartungsgemäß auch eine reduzierte Aufbaubeschleunigung einher. Wird allerdings das Zusatzgewicht des Motors durch eine entsprechend geänderte Abstimmung des Federbeins berücksichtigt, indem gleiche Aufbauresonanz und gleiche Dämpfung eingestellt wird, so ergibt sich mit der ansteigenden Motormasse sogar eine geringfügige Verschlechterung im Stuckerverhalten. Leichte Aggregate sind daher auch in Bezug auf das Stuckern tendenziell vorteilhaft.

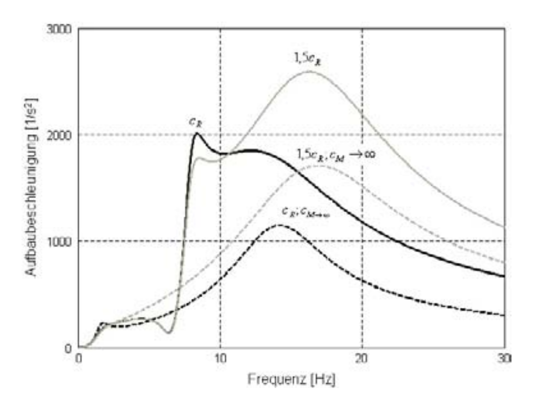


Bild 4-60: Einfluss der Radresonanz auf das Stuckerverhalten

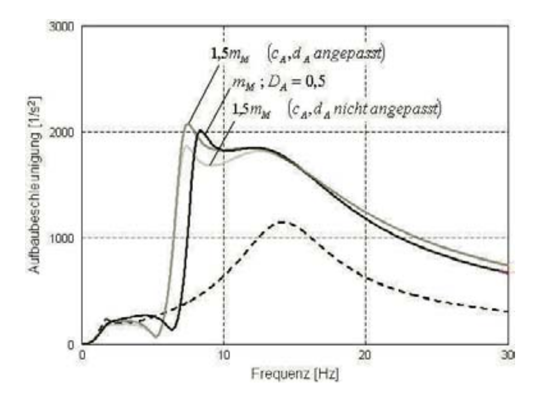


Bild 4-61: Einfluss der Motormasse auf das Stuckerverhalten

Da bei der Fahrwerksabstimmung die Fahrsicherheit und der tieffrequente Fahrkomfort im Vordergrund stehen, ist das Lagerungskonzept von Motor und Getriebe von entscheidender Bedeutung, um das Motorstuckern zu minimieren. Das Lagerungskonzept muss gewährleisten, dass der Motor-Getriebe-Verband während einer gleichphasigen Anregung des Fahrzeugs an der Vorderachse nicht zuviel Schwingungsenergie aufbaut, welche dazu führen könnte, dass das Aggregat bis an seine Anschläge schwingt. Das wäre als Ruck durch den Fahrer zusätzlich störend wahrnehmbar. Deshalb ist eine ausreichend steife und genügend gedämpfte Lagerung notwendig, um den Schwingweg des Motors zu begrenzen. Bei einer steifen und stark gedämpften Anbindung des Motor-Getriebe-Verbands an die Karosserie wird jedoch die Körperschallanregung aus dem Motor vermehrt in die Karosserie eingeleitet, was neben einer Verschlechterung des Schwingungskomforts im Leerlauf auch zu einer Verschlechterung der akustischen Übertragung führt (Kapitel 9.6.1).

Diese gegensätzlichen Anforderungen lassen sich mit Hydrolagern teilweise auflösen, welche hochfrequent hohe Isolation und damit geringe Dämpfung aufweisen, im Bereich der Stuckerfrequenz jedoch verhärten. Schaltbare Hydrolager erlauben darüber hinaus über ein Steuersignal sowohl eine stark dämpfende und damit dynamisch steife Lagerung als auch eine dynamisch weiche Lagerung einzustellen (Kapitel 6.3). Zur Reduzierung der Leerlaufvibrationen in der Fahrgastzelle werden die Lagerelemente auf geringe Dämpfung geschaltet. Im Fahrbetrieb findet dann das Umschalten in die Stellung mit härterer Dämpfung statt, wodurch das Stuckerverhalten positiv beeinflusst wird. Serienmäßig eingesetzt werden diese Schwingungsisolationselemente mittlerweile bei Diesel-Fahrzeugen mit entsprechend hoher Drehungleichförmigkeit des Antriebs im Leerlaufbetrieb. Neuerdings finden sie jedoch auch bei Fahrzeugen mit Ottomotoren und Direkteinspritzung Anwendung.

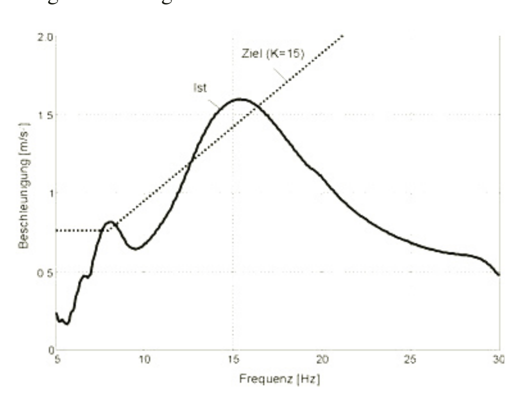


Bild 4-62: Vergleich des mit Hilfe eines aufwändigen MKS-Modells simulierten Istwertes mit einem vorgegebenen Zielwert für die Stuckerbeschleunigung eines realen Fahrzeugs

In **Bild 4-62** ist der simulierte Istwert für das Stuckerverhalten eines Fahrzeugs (SUV mit Dieselmotor) einem vorgegebenen Zielwert in Form der bewerteten Schwingstärke *K*=15 (Kapitel 3.5) gegenübergestellt. Die Simulation wurde dabei durch ein aufwändiges MKS-Modell des Fahrwerks und der Motorlagerung vorgenommen. Deutlich ist auch hier der charakteristische Verlauf der Aufbaubeschleunigung mit den Überhöhungen im Bereich der Motorresonanz und der Radresonanz zu erkennen. Aus dem Vergleich wird ersichtlich, dass der Zielwert im Bereich der Motorresonanz zwar knapp eingehalten wird, aufgrund der Überhöhung im Bereich der Radresonanz aber dennoch eine Zielverfehlung bezüglich des Stuckerverhaltens zu erwarten ist.

4.2 Raderregte Schwingungen

4.2.1 Ungleichförmigkeitsanregung

Bei den raderregten Schwingungen handelt es sich um Schwingungsphänomene, die vorwiegend infolge mangelnder Gleichförmigkeit (Uniformity) des Systems Rad/Reifen entstehen. Diese Ungleichförmigkeiten führen zu Radialkraftschwankungen beim abrollenden Rad unter Last. Die Radialkraftschwankungen regen ihrerseits das Fahrzeug bei höheren Geschwindigkeiten zu störenden Schwingungen an.

Radialkraftschwankungen werden in Prüfmaschinen unter einem bestimmten Anpressdruck und bei definierten Drehzahlen gemessen (RKS-Werte). Ursächlich für ihr Auftreten können folgende Probleme am System Rad/Reifen sein:

- Unwucht
- Steifigkeitsschwankungen
- Rundlauffehler

Die Unwucht resultiert aus einer ungleichen Masseverteilung und führt zu einer mit dem Quadrat der Raddrehzahl ansteigenden Radialkraftschwankung (Kapitel 3.2.1):

$$F_U = U \cdot \omega^2$$

Sie wird nach allgemeiner Annahme beim Auswuchten im Rahmen der Rad/Reifenmontage beseitigt. Man unterscheidet statische und dynamische Unwucht. Bei statischer Unwucht neigt das Rad zum „Springen“, während es bei dynamischer Unwucht zu „Taumeln“ oder „Flattern“ beginnt. Durch das so genannte „Matchen“ wird der Reifen auf der Felge verdreht, bis sich die Unwuchten von Reifen und Felge gegenüberliegen und damit teilweise ausgleichen. Beim Auswuchten auf Wuchtmaschinen wird die verbleibende ungleiche Masseverteilung von Rad und

Felge ermittelt und durch Ausgleichsgewichte beseitigt. Allerdings setzt eine einwandfreie Unwuchtkompensation einen starren Körper voraus. Dies trifft bei einem Reifen jedoch nur sehr eingeschränkt zu. In erster Linie wirkt sich die Verformung des Reifens infolge der Anpresskraft auf die Fahrbahn verfälschend auf die Unwuchtkompensation eines frei drehenden Rades aus.

Steifigkeitsschwankungen des Reifens führen beim belasteten und mit einem konstanten Abstand zur Fahrbahn abrollenden Reifen infolge der nicht konstanten Federrate ebenfalls zu einer korrespondierenden Radialkraftschwankung.

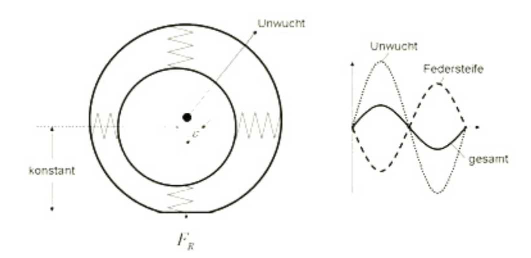


Bild 4-63: Rundlauffehler

Rundlauffehler der Reifen haben ihre Ursache sowohl in der Unrundheit des Reifens selbst aufgrund eines mangelhaften Fertigungsprozesses, wie auch in einem unkorrekten Sitz des Reifens auf der Felge. Aus der Exzentrizität ε der Lauffläche resultieren gleichermaßen Steifigkeits- und Unwuchteffekte, die genau in Gegenphase sind.

$$\left|\hat{F}_R\right| = \varepsilon \cdot \left(m \cdot \omega^2 - c_R\right)$$

Bei niedrigen Geschwindigkeiten dominiert der Steifigkeitseinfluss, während dieser bei ansteigender Geschwindigkeit vom Unwuchteinfluss zunehmend kompensiert wird und bei hohen Geschwindigkeiten gegenüber diesem schließlich keine Rolle mehr spielt. Daher lässt sich bei High Speed Uniformity Messungen (HSU) häufig beobachten, dass die RKS-Werte mit zunehmender Geschwindigkeit zunächst abnehmen, bevor sie dann endgültig aufgrund der Unwucht ansteigen.

Die HSU-Messung hat sich erst in den letzten Jahren in den Labors der Reifen- und Fahrzeug-Hersteller etabliert. Sie ermöglicht im Gegensatz zur Standard Uniformity Maschine (STU) Messgeschwindigkeiten von bis zu 200 km/h. Ein an einer STU-Maschine als hervorragend qualifizierter Reifen kann am Fahrzeug immer noch erhebliche Probleme verursachen, während ein Reifen, der auf einer HSU-Maschine gute Ergebnisse liefert, in der Regel auch im Fahrzeug unauffällig ist.

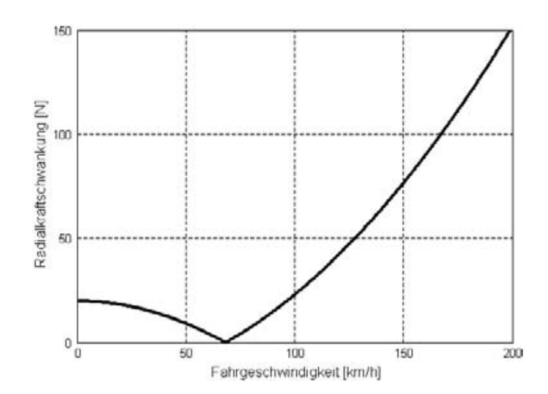


Bild 4-64: Typischer Verlauf der durch den Rundlauffehler verursachten RKS über der Geschwindigkeit

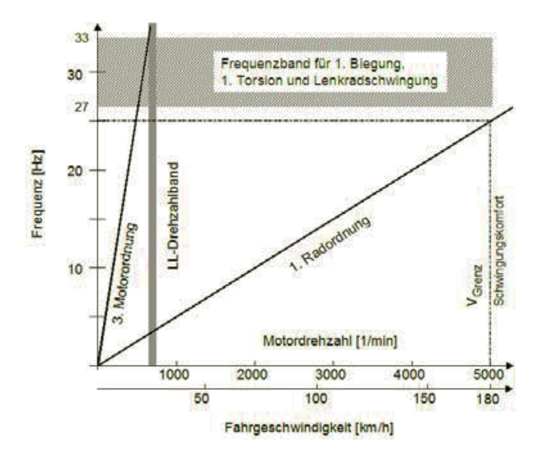


Bild 4-65: Karosserieauslegung nach den globalen Eigenformen

Für guten Schwingungskomfort bei höheren Geschwindigkeiten hat sich die strukturdynamische Auslegung der Karosserie orientiert an der 1. Radordnung bewährt [3]. Diese ist direkt zur Fahrzeuggeschwindigkeit proportional. In **Bild 4-65** ist zu erkennen, dass sich aus der Leerlaufdrehzahl die obere Grenze des Frequenzbandes für die 1. Biegung und 1. Torsion ergibt, während die untere Grenze durch die 1. Radordnung festgelegt wird. Je kleiner die Eigenfrequenzen der beiden Eigenformen des Gesamtfahrzeugs sind, desto eher werden sie durch die 1. Radordnung angeregt und desto größer ist die Gefahr, dass es bei höheren Geschwindigkeiten zu einer Anregung der globalen Gesamtfahrzeugeigenmoden kommt.

4.2.2 Anfahr- und Bremsstempeln

Anfahr- und Bremsstempeln sind Koppelschwingungen des Systems Rad/Achse mit dem Fahrzeug im Bereich der Radeigenschwingfrequenz. Dabei

schwingt das Rad beim Bremsen infolge der Bremskraft und abhängig von der Achskinematik nach hinten oben, während es beim Anfahren nach vorn oben bewegt wird. Verliert das Rad bei dieser Bewegung den Fahrbahnkontakt, so reißt die Längskraft am Latsch ab und das Rad schwingt wieder zurück. Durch den erneuten Fahrbahnkontakt nimmt das Rad wieder Schwingungsenergie auf und wird erneut nach hinten/vorn beschleunigt. Damit führt das Rad keine reine Vertikalschwingung in z-Richtung mehr aus, es bewegt sich vielmehr auf einer elliptischen Bahnkurve in der x-z-Ebene (**Bild 4-67**). Diese Schwingform wird durch Anregungen aus der Fahrbahn in z-Richtung, z.B. bei Schwellerüberfahrt, zusätzlich angefacht. Diese Schwingform kann grundsätzlich von jedem Rad alleine ausgeführt werden. An der Hinterachse kommt es durch die Kopplung über den elastisch gelagerten Achsträger aber in der Regel zu einer gemeinsamen Schwingform, bei der das linke und das rechte Rad gegenphasig schwingen (Stempeln). An der Vorderachse regen die Radschwingungen bei

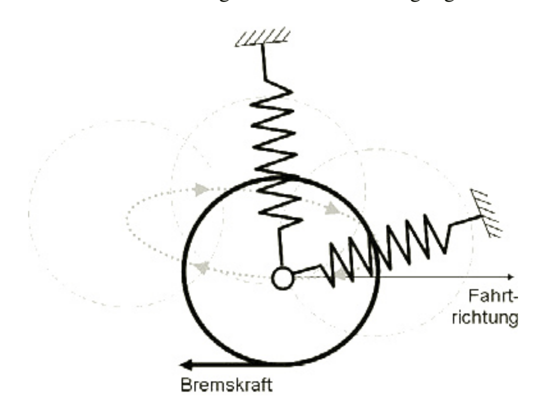
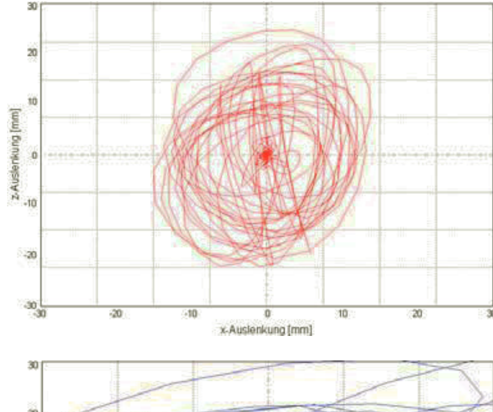


Bild 4-66: Prinzip der selbsterregten Radschwingform beim Bremsstempeln

Fahrzeugen mit Frontantrieb den kompletten elastisch gelagerten Antriebsverband zu Koppelschwingungen an. Das Anfahrstempeln ist daher insbesondere bei Fahrzeugen mit Frontantrieb relevant, während Fahrzeuge mit Heckantrieb eher für das Bremsstempeln anfällig sind.

Im Resonanzbereich können die Schwingungsamplituden so groß werden, dass die Gummilager der elastischen Lagerungen anschlagen. Dadurch verlieren diese nicht nur ihre Elastizität, sondern auch ihre dämpfenden Eigenschaften. Die Längselastizität wird dann nur noch durch die Nachgiebigkeit der Karosserie in der Lageraufnahme bestimmt und die Dämpfung bricht stark ein. Bei ungenügender Dämpfung kann sich der Vorgang jedoch soweit aufschaukeln, dass nicht nur unangenehme Vibrationen hervorgerufen werden, sondern auch die Betriebsfestigkeit der Lagerungskomponenten ernsthaft gefährdet ist. Wichtige Einflussparameter auf das Stempeln sind daher Lagerkennung (Steifigkeit, Dämpfung, Spalt) und Anbindungssteifigkeit der Karosserie, jeweils in x-Richtung, sowie die Reifenmasse und deren Steifigkeit in x-Richtung.



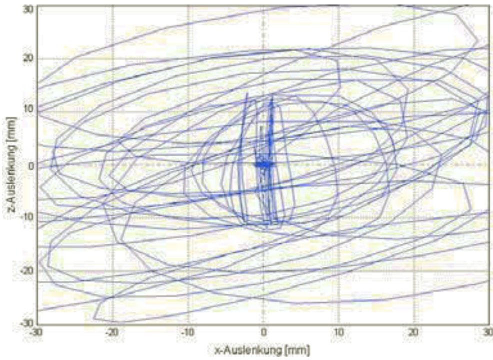


Bild 4-67: Gemessene Bahnkurven des schwingenden Hinterrades beim Anbremsen des Fahrzeugs (oben Serie, unten Reifenfülldruck um 1 bar erhöht)

4.3 Motorerregte Schwingungen

Zu den motorerregten Schwingungen gehören neben den Leerlaufschwingungen des Motors auch Triebstrangschwingungen bei Lastwechsel und Reibschwingungen bei schlupfender Kupplung.

4.3.1 Leerlaufschwingungen

Leerlaufschwingungen werden durch zyklische und auch stochastische Anregungen aus dem Motor verursacht. Dabei können unterschiedliche Schwingformen angeregt werden. Typisch für längs eingebaute Motoren sind dabei:

- Aggregatwanken in den Motorlagern,
- Gegenläufige Aggregat/Fahrzeug-Querschwingungen,
- Fahrzeugwanken auf der Reifenfeder.

In **Bild 4-68** sind die typische Leerlauf-Konstellationen dargestellt, die zu einem kritischen Schwingungsverhalten führen können. So wird bei einer Leerlaufdrehzahl von ca. 550 Hz durch die 1,5. Motorordnung das Aggregatwanken mit 13–15 Hz angeregt, während im Drehzahlbereich von 700 Hz durch die 1. Motorordnung Aggregatquerschwingungen von 9–11 Hz, bzw. durch die 0,5. Motorordnung das Wanken des Fahrzeugs auf der Reifenfeder mit 5–7 Hz induziert werden können.

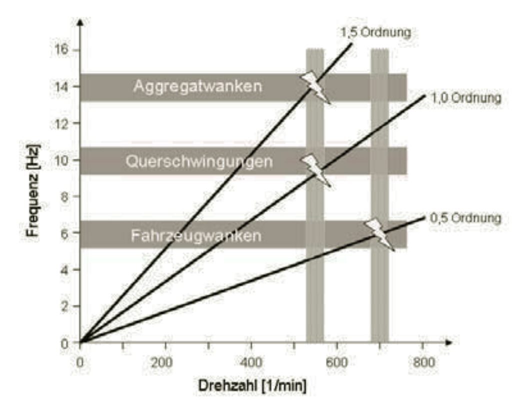


Bild 4-68: Kritische Konstellationen im Leerlaufbereich

Kommt es im ungünstigen Fall noch dazu, dass die dominierende Motorordnung im Bereich der globalen Gesamtfahrzeugeigenmoden liegt, so verschlechtert sich der Schwingungskomfort im Leerlauf des Motors zusätzlich. In **Bild 4-69** wird dieser Zusammenhang über der Motordrehzahl beispielhaft für 4-, 6- und 8-Zylinder-Motoren aufgezeigt. Dabei ist zu erkennen, dass beim 4-Zylinder-Motor der Leerlauf unterkritisch bezüglich der 2. Motorordnung abgestimmt wird, während beim 6- und 8-Zylindermotor eine überkritische Abstimmung des Leerlaufs bezogen auf die 3. bzw. 4. Ordnung gewählt wird. Damit es zu keiner Anregung der globalen Gesamtfahrzeugeigenmoden durch die Motorordnung kommt, müssen die 1. Biegung und 1. Torsion in einem Frequenzband zwischen 27 und 33 Hz liegen. Um unerwünschte Koppelschwingungen zu vermeiden, sollten zwischen den beiden ersten globalen Gesamtfahrzeugeigenmoden ca. 3 Hz Abstand eingehalten werden. Da die Vorderwagentorsionsfrequenz über der 1. Torsion liegt, sollte sie soweit oberhalb liegen, dass sie auch oberhalb der 4. Motorordnung beim 8-Zylinder-Motor zu liegen kommt.

Spezielle Anforderungen ergeben sich in Verbindung mit Start-Stop-Systemen. Durch die ständige Wiederholung des Anlass- und Abstellvorgangs im urbanen Verkehr werden hier besondere Anforderungen an die Akustik und Schwingungstechnik im Übergangsbereich des Anlass- und Abstellvorgangs selbst gestellt,

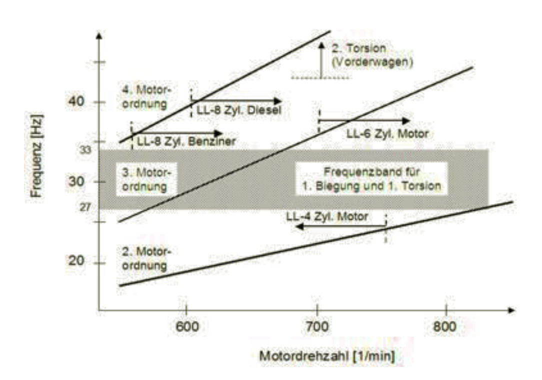


Bild 4-69: Schwingungstechnische Auslegung des Motorleerlaufs

während sich die Anforderungen an das Leerlaufverhalten reduzieren, da dieses nur noch in Sondersituationen relevant ist. Erfahrungsgemäß ist insbesondere das Anlass- und Abstellschütteln auf Dauer unangenehm und sollte unter der subjektiven Wahrnehmbarkeitsschwelle gehalten werden.

Entscheidend für das Schwingungsverhalten beim Anlassen ist das rasche Hochschleppen des Verbrennungsmotors durch einen entsprechend leistungsstark ausgelegten Startermotor. Deutlich sind in **Bild 4-70** die starken Drehzahlschwankungen zu ersehen, wenn die Verbrennung bei ca. 300 Umdrehungen einsetzt und der Motor anschließend beim Hochlauf auf Leerlaufdrehzahl die ZMS-Resonanz durchläuft. Diese Schwankungen werden im Innenraum des Fahrzeugs als Schütteln wahrgenommen. Eine geringfügige Absenkung der Starterdrehzahl würde das Startverhalten schon deutlich verschlechtern. Kritisch ist auch ein zu frühes Ausspuren des Anlassers.

Beim Abstellen wirkt sich die Evakuierung des Motors durch Schließen der Drosselklappe günstig auf das Abstellschütteln aus. Schaltbare Motorlager können in Fahrstellung zusätzliche Optimierungspotentiale erschließen.

4.3.2 Lastwechselschwingungen

Der Antriebstrang eines PKW wird aus Komfort- und Gewichtsgründen relativ verdrehweich ausgelegt. Bei maximalem Motormoment können im ersten Gang Verdrehwinkel bis zu 90° auftreten. Lastwechsel regen daher leicht Drehschwingungen im Antriebstrang an. Derartige Lastwechselphänomene im Triebstrang können sowohl als niederfrequente Längsschwingung (Ruckeln, Rupfen) als auch als höherfrequentes akustisches Phänomen (Lastwechselschlag, Klacken, Klackern) wahrgenommen werden.

Bei den tieffrequenten Lastwechselschwingungen sind die Ruckelschwingungen bei geschlossener

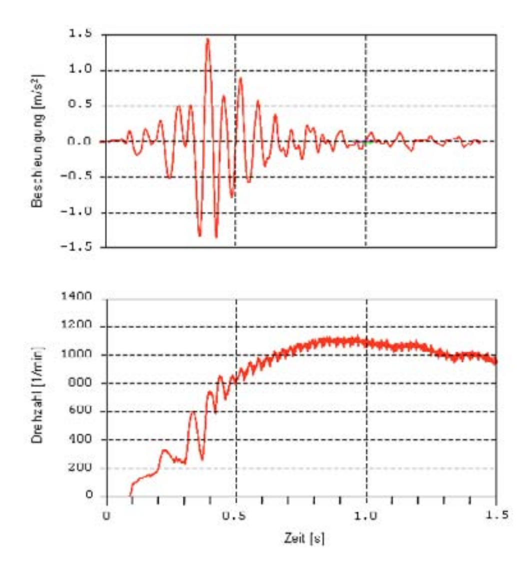


Bild 4-70: Drehzahlanstieg beim Startvorgang und zugehöriger Beschleunigungsverlauf an der Sitzschiene

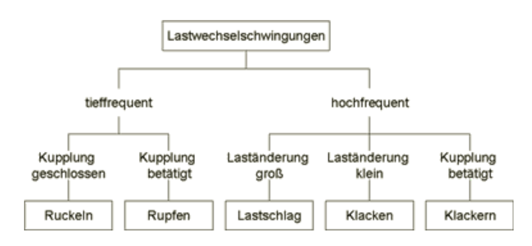


Bild 4-71: Schwingungs- und Akustikphänomene beim Lastwechsel

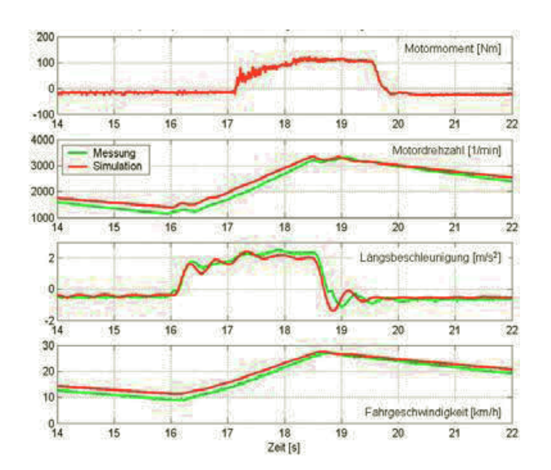


Bild 4-72: Typisches Lastwechselverhalten (Tip-In, Tip-Out) gemessen und simuliert (Längsdynamikmodell mit 60 Körpern und 90 Freiheitsgraden)

Kupplung von Reibschwingungen bei schlupfender Kupplung zu unterscheiden (Rupfen, Shuddern). Gerade das *Ruckeln* wird von den Fahrzeuginsassen als stark komfortmindernd und unangenehm empfunden, da es sich in einem Frequenzbereich von 2–8 Hz abspielt, in dem der Mensch besonders empfindlich ist (Kapitel 3.5). Durch abruptes Gasgeben (Tip-In) und schnelle Rücknahme (Tip-Out) können Schwingungen im Triebstrang angeregt werden, die sich als Längsschwingung des Fahrzeugs auswirken. Auch Schaltvorgänge verursachen durch die damit verbundene Änderung des Getriebe-Ausgangsmomentes derartige Schwingungen. Eine umfassende Darstellung zum Fahrzeug-Ruckeln gibt [7].

Die Dynamik der Fahrzeug-Längsschwingungen wird durch die Eigenschaften des Antriebstrangs, den Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn, sowie durch Masse und Fahrwiderstand des Fahrzeugs bestimmt. Zur Analyse der Phänomene ist ein Längsdynamik-Modell des Fahrzeugs erforderlich. Dieses setzt sich aus einem Modell der Triebstrangs mit seinen rotatorischen Massen und Torsionssteifigkeiten, der längs beschleunigten Fahrzeugmasse und dem Fahrwiderstand zusammen **(Bild 4-73)**.

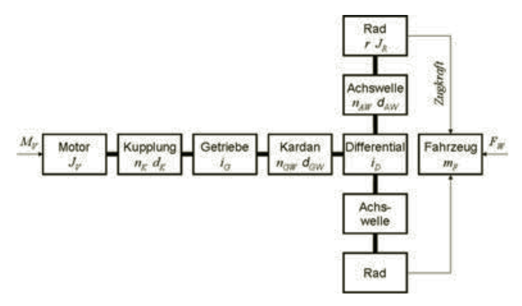


Bild 4-73: Längsdynamik-Modell eines Fahrzeugs mit Standard-Antriebstrang

Das längsdynamische Modell des Fahrzeugs wird auf der einen Seite durch das innere Verbrennungsmoment M_V beschleunigt und auf der anderen Seite durch den Fahrwiderstand F_W abgebremst. Dieser errechnet sich aus der bekannten Fahrwiderstandsgleichung mit dem Luftwiderstand F_{LW} und dem Rollwiderstand F_{Ro} wie folgt:

$$F_W = F_{LW} + F_{Ro}$$

$$F_{LW} = \frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot v^2$$

$$F_{Ro} = f \cdot m \cdot g$$

ρ	Luftdichte
c_w	Widerstandsbeiwert
A	Fahrzeug-Stirnfläche

v Anströmgeschwindigkeit
f Rollwiderstandsbeiwert
m Fahrzeug-Masse
g Erdbeschleunigung

Der Antriebstrang nach **Bild 4-73** kann dynamisch als rotatorischer Mehrmassenschwinger modelliert werden. Die Komponenten des Modells sind jeweils durch Massenträgheit, Nachgiebigkeit und Dämpfungsbeiwert bestimmt. Das Übersetzungsverhältnis i hängt von der Gangwahl des Getriebes mit der Übersetzung i_G und der Übersetzung des Differentialgetriebes i_D ab.

$$i = i_G \cdot i_D$$

Die translatorische Fahrzeugbewegung wird mit dem Reifenradius r auf die rotatorische Bewegung der Räder umgerechnet. Die Getriebeübersetzungen lassen sich in dem reduzierten Modell eliminieren, indem alle Komponenten auf die gleiche Übersetzungsstufe umgerechnet (reduziert) werden. Da bei den Lastwechselschwingungen im Normalfall die niedrigste Eigenfrequenz als dominante Schwingform vorherrscht, kann das Schwingungssystem näherungsweise auch als ungefesselter Zweimassen-Schwinger behandelt werden **(Bild 4-74)**.

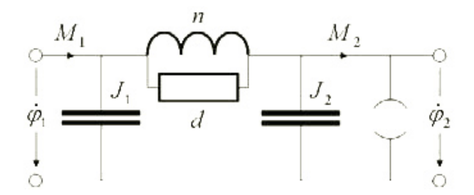


Bild 4-74: Reduziertes Zweimassen-Schwingungsmodell des Triebstrangs bei geschlossener Kupplung

Für die Übertragungsfunktion des obigen Zweimassenschwingers gilt in Analogie zu Kapitel 3.1.2:

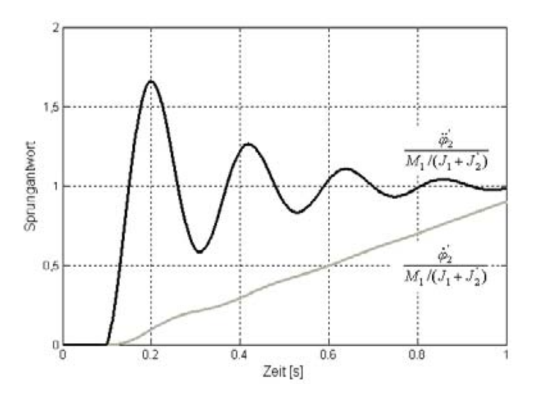


Bild 4-75: Sprungantwort normiert auf den eingeschwungenen Zustand

$$\frac{\ddot{\varphi}_2}{M_1} = \frac{1}{(J_1 + J_2)} \cdot V_2(J_{12}, n, d)$$

$$J_{12} = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}$$

Reduziert man dieses Modell auf das Niveau der Antriebsräder, so gilt:

$$M_2 = F_W \cdot r$$

$$M_1 = M_V \cdot i$$

Die Nachgiebigkeit des reduzierten Zweimassen-Modells setzen sich aus den summierten Komponentenwerten von **Bild 4-73** wie folgt zusammen:

$$n = n_R + n_{AW} + n_{GW} / i_D^2 + n_K / i_D^2 \cdot i_G^2$$

Für die reduzierten Massen des Modells gilt:

$$J_1 = \left(J_V + J_K\right) \cdot i^2 + J_G \cdot i_D^2 + J_D$$

$$J_2 = m_F \cdot r^2 + J_R + J_{AW}$$

Die Eigenschwingfrequenz des Zweimassenschwingers errechnet sich nach Kapitel 3.1.2 zu

$$\omega_{R0}^2 = \frac{1}{n \cdot J_{12}}$$

Berücksichtigt man in obigen Gleichungen nur die für das Schwingungsverhalten dominanten Massenträgheiten von Verbrennungsmotor und Fahrzeug, sowie die dominanten Nachgiebigkeiten von Reifen und Achswellen, so ergibt sich für die Resonanzfrequenz die Näherung:

$$\omega_{R0}^2 \approx \frac{m_F \cdot r^2 + J_V \cdot i^2}{\left(n_R + n_{AW}\right) \cdot J_V \cdot i^2}$$

$$\left(\frac{\omega_{R0}}{\omega_B}\right)^2 \approx \frac{1 + k \cdot i_G^2}{i_G^2}$$

$$k = \frac{J_V}{m_F} \cdot \left(\frac{i_D}{r}\right)^2$$

$$\omega_B^2 = \frac{1}{\left(n_R + n_{AW}\right) \cdot J_V \cdot i_D^2}$$

Mit größer werdendem Übersetzungsverhältnis i_G, also bei den kleineren Gängen, sinkt nach obigen Gleichungen die Resonanzfrequenz des Triebstrangs und damit die Ruckelfrequenz ab **(Bild 4-76)**.

Für die Dämpfung der Schwingung kann die Eigendämpfung des Antriebstrangs vernachlässigt werden. Dämpfenden Einfluss besitzt in erster Linie der Radschlupf. Aus der Beziehung

$$D(i_G) = \sqrt{\frac{d_R \cdot n}{2}} \cdot \omega_0(i_G)$$

leitet sich ab, dass der Dämpfungsgrad beim Gangwechsel proportional mit der Eigenschwingfrequenz abnimmt. Besonders störend wirkt sich das Ruckeln dementsprechend bei niedrigen Drehzahlen im 1. und 2. Gang aus, da dort die Schwingungen im Frequenzbereich der größten Empfindlichkeit des Menschen zwischen 2 und 4 Hz liegen und gleichzeitig nur mangelhaft abklingen.

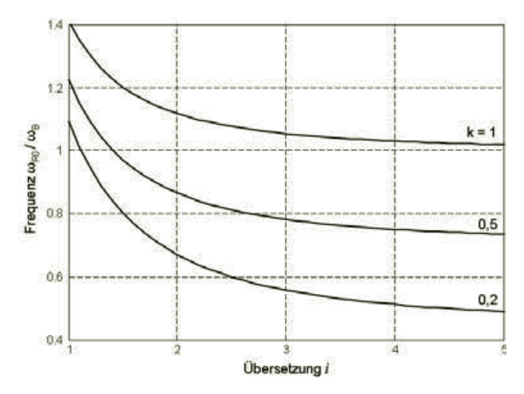


Bild 4-76: Verlauf der normierten Eigenfrequenz des Triebstrangs in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis (Gangwahl)

Der *Lastwechselschlag* tritt im Gegensatz zum Lastwechselruckeln nicht im tieffrequenten, sondern im höherfrequenten Bereich und bei den großen Gängen auf. Dabei kommt es durch die plötzliche Drehmomentänderung, hervorgerufen durch eine abrupte Änderung der Fahrpedalstellung, neben einem deutlich wahrnehmbaren Ruck in der translatorischen Bewegung des Fahrzeugs zu einem dumpfen, einmaligen Schlaggeräusch, welches aus dem Anschlag der Lagerelemente des Hinterachsgetriebes resultiert. Daraus ergibt sich, dass bei diesem Schwingungsphänomen die Schwingungsamplitude von primärer Bedeutung ist.

Klacken und *Klackern*[3] sind ebenfalls akustische Phänomene im Antriebstrang. Sie treten im Gegensatz zum Lastwechselschlag bei geringen Laständerungen auf. Diese bewirken im Triebstrang Anlagewechsel von spielbehafteten Bauteilen. Dadurch wird ein hochfrequentes metallisches Klacken hörbar. Klackern entsteht durch mehrmalige Anlagewechsel spielbehafteter Bauteile und tritt bei Laständerungen während des Auskuppelns auf.

Die genannten Lastwechselphänomene lassen sich am Besten durch Eingriffe in die Motorsteuerung beeinflussen. Dafür stehen verschiedene Komfortfunktionen im Steuergerät zur Verfügung. Diese bewirken entweder Zusatzdämpfung im Triebstrang durch Zündwinkelverstellung (Antiruckelfunktion) oder sie begrenzen den Momentenanstieg (Lastschlagdämpfung, Dashpot). Schlupfgeregelte Kupplungen beeinflussen das Ruckelverhalten ebenfalls positiv. Die gezielte Gestaltung der Steifigkeit des Antriebsstrangs sowie die Ausführung der Motorlagerung haben demgegenüber nur begrenzte Auswirkungen auf das Lastwechselruckeln. Der Einbau eines ZMS bzw. dessen Kennlinie hat spürbare Auswirkungen auf den Lastwechselschlag. Shuddern kann im Gegensatz zum Ruckeln nicht durch Eingriffe in das Motormoment bedämpft werden, da die schlupfende Kupplung den Motor weitgehend vom Schwingsystem entkoppelt [6].

4.4 Strukturdynamik

Durch die Karosserie werden alle relevanten Teilsysteme des Fahrzeugs miteinander gekoppelt. Daher ist das dynamische Verhalten der Karosserie von entscheidender Bedeutung für das Schwingungsverhalten des gesamten Fahrzeugs. Das dynamische Verhalten einer Karosserie wird hauptsächlich durch die Lage der globalen Eigenfrequenzen und durch die Ausprägung der Schwingformen charakterisiert.

4.4.1 Globale Karosserieeigenformen

Für alle Schwingungsphänomene, deren Frequenzen oberhalb der typischen Aufbauschwingungen von 2 bis 4 Hz liegen, kann die Karosserie nicht mehr als starr angesehen werden. Die strukturdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs sind daher sowohl für den Schwingungskomfort als auch für die Körperschallübertragung von großer Bedeutung. Dabei gilt, dass die globalen Eigenformen in erster Linie für das Schwingungsverhalten und die lokalen Schwingformen für die Körperschalleinleitung und Übertragung relevant sind [1].

Zur Charakterisierung des globalen strukturdynamischen Verhaltens sind vor allem die vier globalen Schwingformen 1. und 2. Biegung (= Heckabknicken) sowie 1. und 2. Torsion (= Vorderwagentorsion) von Bedeutung. Bei raumfunktionalen Fahrzeugen wie Kombi, SUV, MPV ist zusätzlich die Heckparallelogrammschwingform relevant [4].

Bei den Biege-Eigenformen handelt es sich um eine Durchbiegung der Karosserie um die Querachse. Dabei kann die Karosserie in die relativ steifen Bereiche Vorderwagen, Fahrgastzelle und Kofferraum unterteilt werden. Die Durchbiegung findet vorzugsweise im Bereich Stirnwand und Fersenblech statt. Sind die Biegelinien sehr unharmonisch, so spricht man auch vom Vorderwagen- bzw. Heckabknicken. Dieses sollte zugunsten einer harmonischen Biegelinie möglichst vermieden werden.

[3] Im angelsächsischen Bereich werden diese Phänomene mit Clonk oder Clunk bezeichnet.

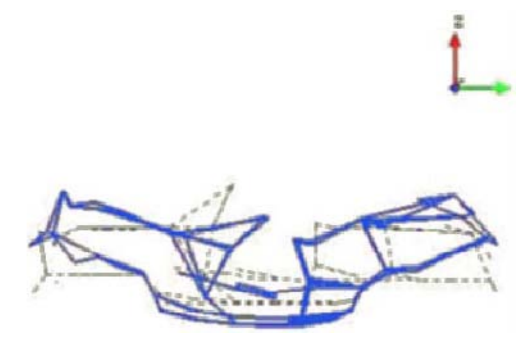


Bild 4-77: Mittels experimenteller Modalanalyse ermittelte Biegeform einer offenen Fahrzeugstruktur

Bei den Torsions-Eigenformen handelt es sich um Schwingformen um die Fahrzeug-Längsachse. Bei der Vorderwagentorsion kommt es zu einer deutlichen Schwingbewegung des Vorderwagens gegenüber der Fahrgastzelle. Bei raumfunktionalen Fahrzeugen mit großer Heckklappenöffnung geht die Torsions-Schwingform u.U. in eine mehr parallelogrammartige Schwingform über.

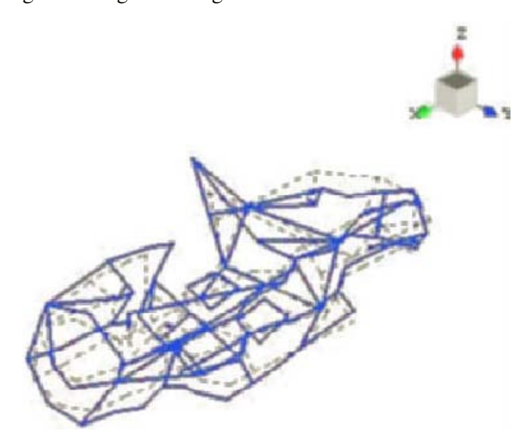


Bild 4-78: Experimenteller Modalanalyse ermittelte Torsionsform einer offenen Fahrzeugstruktur

Die strukturdynamischen Auslegung eines Fahrzeugs erfolgt nach dem Prinzip der Frequenztrennung. Dazu müssen die globalen Eigenfrequenzen der Karosserie so gelegt werden, dass diese weder im Leerlauf durch die dominante Motorordnung noch im Fahrbetrieb durch die Radordnung angeregt werden. Um Koppelschwingungen zu vermeiden, sollten außerdem zwischen den Eigenresonanzen mindestens 2–3 Hz Frequenzabstand gegeben sein. In **Bild 4-79** sind die wesentlichen Zusammenhänge am Beispiel einer Limousine exemplarisch dargestellt. Aus dem Bild wird direkt ersichtlich, dass bei einer strukturdynamisch sauberen und vielfach bewährten Auslegung der Karosserie nur ein sehr schmales Frequenzband für die globalen Karosserieresonanzen zur Verfügung steht. Durch diese Auslegung wird sichergestellt, dass sowohl bei Leerlaufdrehzahlen im Bereich von ca. 600 bis 700 1/min durch die Motorordnungen keine globalen Karosserieresonanzen angeregt werden und gleichzeitig im Fahrbetrieb auch keine Anregung bei Geschwindigkeiten bis ca. 200 km/h durch raderregte Unwucht erfolgt. In **Tabelle 4-3** ist ein aus diesen Anforderungen abgeleitetes typisches Zielsystem für verschiedene Karosserievarianten angegeben.

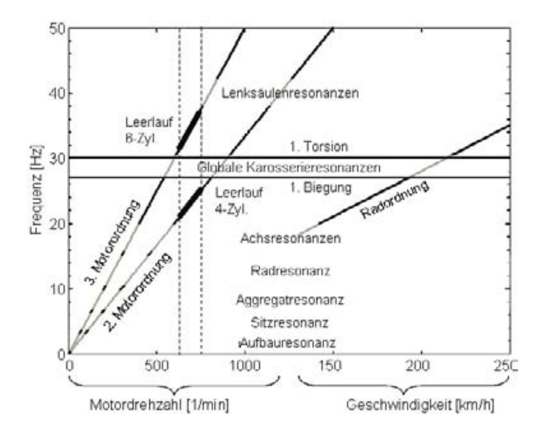


Bild 4-79: Frequenz- und Resonanzlagen am Beispiel einer Limousine

Schwingform	Frequenzlagen [Hz]		
	Limousine	Touring	Cabrio
1. Biegung 4 / 6 Zylinder	27 / 26	27 / 26	21
1. Torsion 4 / 6 Zylinder	30 /29	30 / 29	19
2. Biegung Heckknicken	46	>45	
2. Torsion Heckparallelogramm		>34	
2. Torsion Vorderwagentorsion	40	40	>36

Tabelle 4-3: Typische Eigenfrequenz-Lagen für verschiedene Fahrzeug-Konzepte

Das Gesamtsystem Fahrzeug lässt sich in die Teilsysteme Aufbau und Antrieb mit Fahrwerk zerlegen. Das strukturdynamische Verhalten des Aufbaus wird in erster Linie durch die Steifigkeit der Rohkarosserie und durch die Zusatzmassen von Interieur und Anbauteilen bestimmt. Diese Massen betragen z.B. bei einer Mittelklasse-Limousine ca. 500 kg und werden in so genannten „Trimmed Body“ Karosseriemodellen rechnerisch berücksichtigt. Experimentell hat sich dagegen die Karosserie mit „Standard-Massen-Bele-

gung“ (RK-SMB) zur strukturdynamischen Beurteilung des Aufbaus bewährt. Dabei werden definierte Zusatzmassen von insgesamt z.B. 150 kg an genau festgelegten Stellen der Rohkarosserie angebracht. Dadurch ergeben sich gut definierte Eigenschwingformen. Die Eigenfrequenzen liegen aufgrund der im Verhältnis zum realen Fahrzeug geringen Zusatzmassen allerdings über denjenigen des Gesamtfahrzeugs.

Strukturmodell	Eigen- form	Eigen- frequenz	Steifig- keit
Rohkarosserie			**X**
RK + SMB	**X**		
Trimmed Body		**X**	
Gesamtfahrzeug		**X**	

Tabelle 4-4: Strukturdynamische Analyseschwerpunkte der verschiedenen Systemvarianten

Aus **Tabelle 4-4** ist ersichtlich, dass sich die verschiedenen Strukturmodelle in ihrer Aussagefähigkeit gut ergänzen. Globale und lokale Steifigkeitsaussagen können bereits an einer Rohkarosserie erfolgen, während die Analyse der relevanten Eigenschwingformen eine Rohkarosserie mit Standard-Massenbelegung erfordert. Die genaue Lage der Eigenfrequenzen kann erst am Trimmed Body Modell oder am Gesamtfahrzeug erfolgen. In **Tabelle 4-5** sind typischen Schwingformen und Eigenfrequenzlagen für die verschiedenen Systemvarianten anhand einer Mittelklasse-Limousine exemplarisch dargestellt.

Struktur	Biegung	1. Torsion	2. Torsion
Rohkarosserie	54	53	59
RK + SMB	31	32,5	38
Trimmed Body	28	30	37,5
Gesamtfahrzeug	26,5	30	37

Tabelle 4-5: Globale Eigenschwingformen und Frequenzlagen einer typischen Mittelklasse-Limousine

Aus der Forderung nach Fahrzeugleichtbau ergibt sich die Notwendigkeit, die notwendige Karosseriesteifigkeit bei minimalem Masseeinsatz darzustellen. Dies kann durch beanspruchungsgerechte Querschnitte tragender Strukturen, sowie durch das Zusammenführen dieser Strukturen in möglichst steifen Knoten erreicht werden. Wichtig für hohe Torsionssteifigkeit bei minimalem Masseeinsatz ist auch die Ausbildung von Ringstrukturen und Schubfeldern. So wird z.B. im Bereich der Rücksitzbank ein möglichst geschlossener Torsionsring aufgebaut, der durch den Heckabschluss noch ergänzt wird. Die Stirnwand wird als Schubfeld ausgelegt, das über A-Säule und Tunnel schubsteif an Boden und Aufbau angebunden wird. Die Steifigkeit der Strukturen wird jedoch ganz entscheidend auch durch die Güte der Verbindungstechnik mit beeinflusst. Die steifigkeitsoptimale Verteilung der Punktschweißverbindungen in Kombination mit Verklebungen bietet dafür die notwendigen prozesstechnischen Voraussetzungen.

4.4.2 Funktionsmodell Karosserie

In der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung ist es notwendig, die Auswirkungen verschiedener Zielsysteme von Eigenfrequenzkonfigurationen der bestimmenden globalen Eigenformen auf den Schwingungskomfort des Fahrzeugs darzustellen. Erschwert wurde die Erfüllung dieser Forderung in der Vergangenheit durch die Tatsache, dass der Aufbau von Finite-Elemente-Modellen der Karosserie – welche für die Berechnung der Eigenwerte notwendig sind – mehrere Monate in Anspruch nehmen und erst zu relativ späten Entwicklungszeitpunkten mit der nötigen Reife zur Verfügung stehen.

In [8] wurde deshalb ein globales Funktionsmodell für die Karosserie entwickelt. Dieses erlaubt eine frühzeitige Analyse verschiedenster Abhängigkeiten zwischen den dynamischen Charakteristika der Karosserie und des Fahrwerks und ermöglicht damit die Gestaltung eines robusten Fahrzeugkonzeptes bereits in sehr frühen Entwicklungsphasen.

Das Funktionsmodell muss auf Grund seines frühen Einsatzes in der Fahrzeugentwicklung den Spagat zwischen einer relativ unkonkreten Datenbasis und einer möglichst belastbaren Entwicklungsaussage erbringen. Dazu wurde ein maximal abstrahierter Mehrmassen-Schwinger auf Basis der Mehrkörpermethode entwickelt, dessen Massen das Gesamtkarosseriegewicht abhängig vom Gesamtgewicht des Fahrzeugs, des Radstands und des Fahrzeugderivats abbildet und dessen Massen durch Feder- und Dämpferelemente so verbunden sind, dass sie die globalen Eigenformen nachbilden können **(Bild 4-80)**.

Durch eine mehrstufige Parameteridentifikation wird das Feder-Dämpfer-System des Mehr-Massen-Schwingers auf vorgegebene Eigenfrequenzen und Eigenformen eingestellt. Durch diese Methode ist eine schnelle und einfache Variation der Eigenfrequenzlagen und Eigenformen der Karosserie möglich und der Einfluss derartiger Variationen auf Schwingungskomfortphänomene im Gesamtfahrzeug schon früh in der Konzeptphase darstellbar. Darüber hinaus ist es auch möglich, den Einfluss variierender Karosseriemassen bei gleich bleibenden Eigenfrequenzen und Eigenformen darzustellen, was in **Bild 4-81** gezeigt wird.

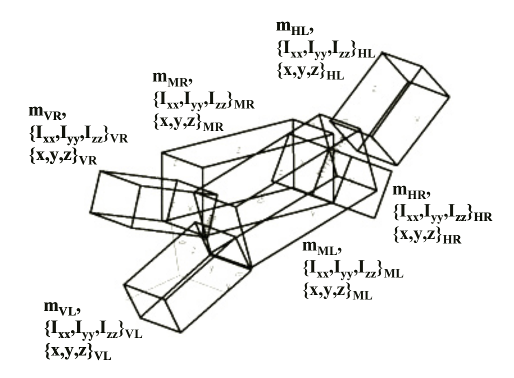


Bild 4-80: Schematische Darstellung des Funktionsmodells mit seinen Trägheitsparametern

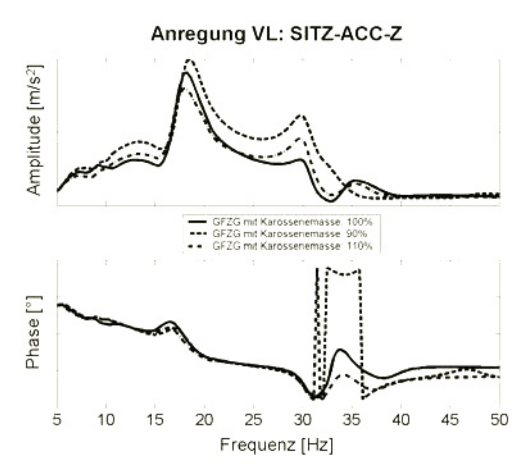


Bild 4-81: Potenzial des Funktionsmodells am Beispiel einer Variation der Karosseriemasse bei gleichphasiger Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der Beschleunigung an der Sitzschiene.

4.4.3 Karosserieunterzüge

Karosserieunterzüge, auch Zugstreben genannt, werden oft verwendet, um mit minimalem Materialaufwand das Flächenträgheitsmoment einer Karosseriestruktur deutlich zu erhöhen und damit die globalen Eigenfrequenzen auf die erforderlichen Werte zu bringen. Insbesondere bei offenen Fahrzeugen (Cabrio, Roadster) oder Fahrzeugen mit großer Heck- und Dachöffnung (Touring, SUV) werden derartige Streben erforderlich. Streben ermöglichen eine zielgerichtete zusätzliche Versteifung sowohl hinsichtlich globaler Karosseriesteifigkeit als auch für lokale Steifigkeiten an wichtigen Koppel- oder Krafteinleitungsstellen.

Beispiele solcher Verstrebungen sind im **Bild 4-82** dargestellt. Eine Verstrebung mit globaler Wirkung sind die Zugstreben im Unterboden bei Cabrios, ‚Touring'-Fahrzeugen und SAVs, wobei durch eine Zug-Druck-Verbindung zwischen Heckmitte und Schweller die Torsionssteifigkeit der Karosserie erhöht wird. Bei Cabrios kommt zusätzlich im vorderen Unterbodenbereich nahezu spiegelbildlich ein weiterer Satz Zugstreben hinzu. Die fehlende Torsionssteifigkeit bei raumfunktionalen Kombi-Fahrzeugen und SAVs aufgrund des Entfalls der Schubwirkung der Trennwand im Torsionsring auf Höhe C-Säule und der negativen Auswirkung des großen Dachausschnitts bei Panoramadach-Fahrzeugen, wird durch die hinteren Zugstreben kompensiert.

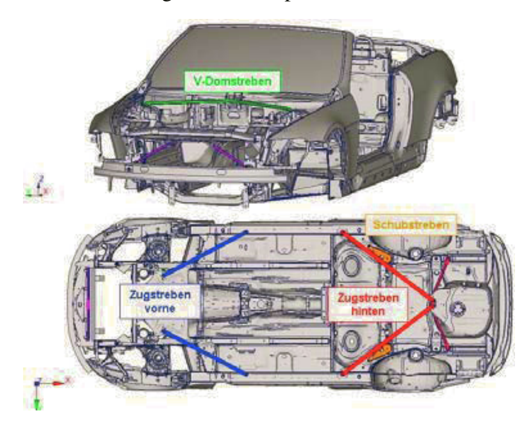


Bild 4-82: Typische Verstrebungen bei einer Cabrio-Karosserie

Verstrebungen mit lokaler Wirkung werden oft an den Lagerstellen des Hinterachsträgers eingesetzt. Aufgrund des großen Hebelarms der Verschraubung zu den Hecklängsträgern sind Schubstreben im Unterboden erforderlich, um die großen Fahrwerkskräfte abzustützen. Ein Beispiel einer Verstrebung mit sowohl globaler als auch lokal versteifender Wirkung sind die V-Domstreben im Vorderbau zwischen den Federbeindomen und der Mitte der Stirnwand oben. Zum einen erreicht man hiermit eine Erhöhung der globalen Torsionssteifigkeiten, insbesondere der Vorderwagentorsion. Zum anderen werden die über die Feder-Dämpfer-Aufhängung eingeleiteten Fahrwerkskräfte gezielt in Längs- und Querrichtung abgestützt.

Verstrebungen im Karosseriebau verdanken ihre Effizienz der Tatsache, dass Material dort eingesetzt werden kann, wo die Karosseriestruktur an sich, meistens aufgrund von Montagerestriktionen, nicht vorhanden sein kann. Material kann dadurch dort zum Tragen kommen, wo es physikalisch am wirkungsvollsten ist. Außerdem können mittels solcher „Schraub"-Lösungen Derivate einer Baureihe entwickelt werden, welche die kommunalen Karosserieumfänge der Baureihe in Sache Kosten und Gewicht nicht belasten.

Die Effektivität der Streben verdeutlicht das in **Bild 4-83** dargestellte durchaus typische Beispiel. Bei dem betrachteten Fahrzeug würde ein Entfall der hinteren Zugstreben im Unterboden einen wesentlichen Verlust an Struktursteifigkeit, vor allem an Torsionsstei-

figkeit zur Folge haben, der sich in einem Rückgang der ersten globalen Torsionseigenfrequenz um 2Hz ausdrückt. Durch FE-Strukturoptimierung (Kapitel 15.2) kann gezeigt werden, dass dieser Steifigkeitsverlust karosserieseitig bei identischem Bauraum nur durch einen zusätzlichen Materialeinsatz von 38 kg kompensiert werden könnte. Damit ergibt sich in diesem Fall beim Einsatz der Zugstreben mit einem Geicht von 13 kg, ein Gewichtsvorteil von 25kg bei gleichen Eigenschaften.

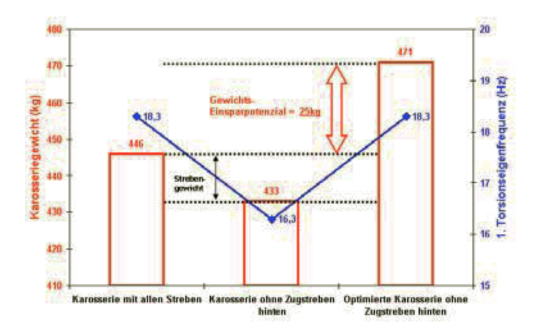


Bild 4-83: Gewichtseinsparpotenzial durch den Einsatz von Zugstreben global bei gleicher Torsionssteifigkeit eines Fahrzeugs

Diese Größenordnung des Einsparpotenzials ist nicht allgemein gültig, sondern hängt ab von der Topologie der Karosseriestruktur, der strukturdynamischen Qualität der Ausgangskonstruktion, dem Lastfall und dem vorhandenen Bauraum für die Struktur. Generell ist man aber dank der Anordnung der Zugstreben auf der Bodenfreiheitslinie in der Lage, Material so weit wie nur möglich von der neutralen Torsionsachse des Fahrzeugs

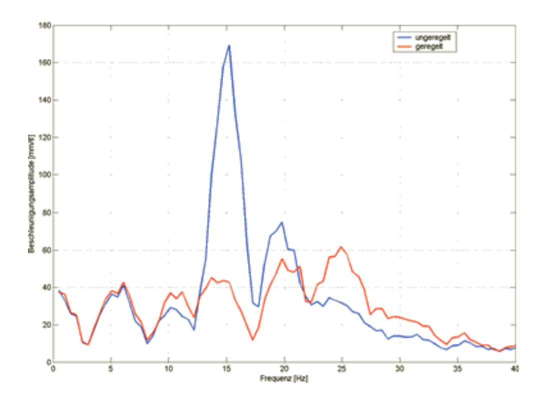


Bild 4-84: Amplitudenreduktion am Cabrio – Windlauf durch Regelung von aktiven Zugstreben

einzusetzen und damit den globalen Torsionswiderstand der Karosseriestruktur sehr effizient zu erhöhen. Aus diesem Zusammenhang heraus stellen die Zugstreben auch eine hoch sensitive und damit für eine aktive Regelung sehr effektive Stelle in der Karosseriestruktur dar, wenn sie als Aktoren ausgeführt werden. Derzeit wird mit hydraulischen oder piezokeramischen Aktoren experimentiert. In Verbindung mit einer auf die Struktur optimierten Regelung kann so bei Cabriofahrzeugen z.B. eine Reduktion der fahrbahnerregten Schwingungsamplituden von bis zu 80 % erreicht werden **(Bild 4-84)**. Serientaugliche Lösungen sind derzeit jedoch noch nicht verfügbar.

Literatur

[1] Adam, T.: Untersuchung von Steifigkeitseinflüssen auf das Geräuschübertragungsverhalten von PKW-Karosserien, Dissertation am Institut für Kraftfahrwesen RWTH Aachen, Aachen, 2000
[2] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Berlin, 4. Auflage, 2004
[3] Freymann, R.: Srukturdynamische Auslegung von Fahrzeug-Karosserien, VDI-Berichte Nr. 968, S. 143- 158, 1992
[4] Spickenreuther, M.: Funktionsmodell der Karosserie zur Auslegung des Schwingungskomforts im Gesamtfahrzeug, Fortschritt-Berichte VDI Nr. 619, 2005
[5] Knoblauch, J.; Wölfel, H,; Buck, B.: Ein Schwingungsdummy des sitzenden Menschen, ATZ, 97, 10, 668-671, 1995
[6] Schwenger, A.: Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen, Dissertation Universität Hanover, 2005
[7] Fan, J.: Theoretische und praktische Untersuchungen zu Längsschwingungen von PKW, Dissertation TU Braunschweig, 1994
[8] Spickenreuther, M.: Funktionsmodell der Karosserie zur Auslegung des Schwingungskomforts im Gesamtfahrzeug, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 619, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006
[9] Schmidke, H.: Handbuch der Ergonomie; Carl Hanser Verlag, 1989
[10] Heißing, B./Ersoy, M. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008
[11] Schube, F.: Beitrag zur numerischen Simulation des Wirbelsäulenverhaltens eines Kraftfahrers infolge durch Straßenunebenheiten induzierter Ganzkörperschwingungen; Dissertation RWTH Aachen, 2002
[12] Ammon, D.: Simulation von Fahrbahnunebenheiten – Theorie, Modelle und Verifikation; VDI-Berichte Nr. 816, VDI-Verlag Düsseldorf, 1990
[13] Ueckermann, A.: Beurteilung der Ebenheit von Fahrbahndecken – neues Abnahmeverfahren, Bericht Nr. 684A, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 1989
[14] Hofmann, M.: Antivibrationssysteme, Verlag Moderne Industrie, Landsberg am Lech, 2001
[15] Hempel, J.: Schwingungstechnik für Automobile, Vibracoustic GmbH&Co.KG, Weinheim, 2006